Atatürk Üniversitesi

UMTS 2013

# 16. ULUSAL MAKİNA TEORİSİ SEMPOZYUMU

12-13 EYLÜL 2013 • ERZURUM



# BİLDİRİLER KİTABI


Editör

Yrd.Doç.Dr. Gürkan ŞAKAR

**SEMPOZYUM DÜZENLEME KURULU**

Yrd. Doç. Dr. Gürkan ŞAKAR (Sempozyum Yürütücüsü)
Doç. Dr. Mustafa YAMAN
Doç. Dr. Ömer GÜNDOĞDU
Araş. Gör. M. Raci AYDIN
Prof. Dr. Mustafa SABUNCU
Prof. Dr. Eres SÖYLEMEZ
Prof. Dr. Kemal ÖZGÖREN
Yrd. Doç. Dr. Gökhan KİPER

**SEMPOZYUM BİLİM KURULU**

| | |
|---|---|
| Prof. Dr. A. Saide SARIGÜL | Prof. Dr. Metin GÜRGÖZE |
| Prof. Dr. Bülent E. PLATİN | Prof. Dr. Mustafa SABUNCU |
| Prof. Dr. Özgür TURHAN | Prof. Dr. Necati TAHRALI |
| Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ | Prof. Dr. Nevzat ÖZGÜVEN |
| Prof. Dr. S. Turgut TÜMER | Prof. Dr. Nizami AKTÜRK |
| Prof. Dr. Sadettin KAPUCU | Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ |
| Prof. Dr. Samim ÜNLÜSOY | Prof. Dr. Osman KOPMAZ |
| Prof. Dr. Fatih M. BOTSALI | Prof. Dr. Sedat BAYSEÇ |
| Prof. Dr. Faris KAYA | Prof. Dr. Şahin ÇONKUR |
| Prof. Dr. Fatih M. BOTSALI | Prof. Dr. Şahin YILDIRIM |
| Prof. Dr. Halil Rıdvan ÖZ | Prof. Dr. Temel BELEK |
| Prof. Dr. Haluk EROL | Prof. Dr. Turgut TÜMER |
| Prof. Dr. Hasan ALLİ | Prof. Dr. Vahit MERMERTAŞ |
| Prof. Dr. Hira KARAGÜLLE | Prof. Dr. Vedat KARADAĞ |
| Prof. Dr. İbrahim Deniz AKÇALI | Prof. Dr. Yavuz YAMAN |
| Prof. Dr. İbrahim UZMAY | Prof. Dr. Yücel ERCAN |
| Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL | Prof. Dr. Ziya ŞAKA |
| Prof. Dr. İsa YEŞİLYURT | Prof. Dr. Metin AYDOĞDU |
| Prof. Dr. İsmail YÜKSEK | Doç. Dr. Levent GÜMÜŞEL |
| Prof. Dr. Kenan KOSER | Doç. Dr. Mete KALYONCU |
| Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK | Doç. Dr. Hasan ÖZTÜRK |
| Prof. Dr. M. Kemal ÖZGÖREN | Doç. Dr. Orhan ÇAKAR |
| Prof. Dr. Mehmet ÇALIŞKAN | Doç. Dr. Sadettin ORHAN |
| Prof. Dr. Mehmet PAKDEMİRLİ | Doç. Dr. Zeki KIRAL |
| Prof. Dr. Erhan BUDAK | |

# ÖNSÖZ

Ulusal Makina Teorisi ve Dinamiği Sempozyumu ülkemizde Makina Teorisi konularıyla ilgili kuramsal ve uygulamalı çalışmalar yapan bilim insanlarını bir araya getirmek ve böylece bilgi paylaşımını etkinleştirmek amacıyla düzenlenmiştir. Bu yıl 16.'sı düzenlenen Ulusal Makine Teorisi Sempozyumunun (UMTS) ilki ODTÜ'de yapılmış ve bundan sonra geleneksel olarak her iki yılda bir farklı üniversiteler tarafından organize edilmiştir. Makina Teorisi Sempozyumu, ilgili konularda araştırma yapan ülkemizdeki birçok üniversiteden, diğer araştırma ve sanayi kuruluşlarından çok sayıda araştırmacının ilgiyle izlediği, Makina Teorisi alanında yapılmakta olan tek sempozyumdur.

16. Ulusal Makina Teorisi ve Dinamiği Sempozyumu büyük bir emek, sabır ve özveri ile Atatürk Üniversitesi'nde gerçekleştirilmiştir.

Bu sempozyumun etkin ve başarılı bir şekilde gerçekleşmesi için yoğun çaba harcayan düzenleme kurulu üyelerine ve Makina Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine çalışmaları için teşekkür ediyorum.

Son olarak bu kongrenin düzenlenmesinde emeği geçen herkese, Atatürk Üniversitesi Rektörlüğü ve Mühendislik Fakültesi Dekanlığına, Kongreye destek veren, Palandöken Belediyesine, TÜBİTAK'a, Erzurum Ticaret ve Sanayi Odası'na, teşekkür ve şükranlarımızı sunarken, katılımlarıyla kongreyi anlamlı kılan tüm değerli bilim insanlarına teşekkürü bir borç biliyoruz. İnanıyoruz ki, her iki yılda bir düzenlenen; Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu'nun gelecek aktivitesi daha zengin bir katılımla kendisini uluslararası boyuta taşıyacaktır.

Kongrede sunulan bildirilere ait özetlerin toplandığı bu kitabın yararlı olması temennisi ile 17. Ulusal Makina Teorisi ve Dinamiği Sempozyumunda tekrar buluşmak üzere saygılar sunuyorum.

Yrd. Doç. Dr. Gürkan ŞAKAR

Sempozyum Yürütücüsü

# 16. ULUSAL MAKİNA TEORSİSİ SEMPOZYUMU
# TAM METİN BİLDİRİLER


Sayfa

**L-Tip Bağlı Kompozit Plakaların Deneysel İstatistiksel Enerji Analizi**
A. Seçgin, M. Kara, A. Ozankan, A. S. Sarıgül……..... 1

**Bir Genişleme Odasına Sahip Boru Sisteminin Akustik Performans Parametrelerinin Belirlenmesi**
A. Seçgin, M. Kara, A. Ozankan…….…..... 7

**Elektrik Motoru İle Tahrik Edilen Dört Çubuk Mekanizmasının Hesaplamalı Tork Kontrolü**
A. Dumlu, Ö. Gündoğdu, K.l Erentürk…… 16

**Modüler Yeniden Yapılandırılabilir Robot Modülü: Omnımo**
A. Kılıç, S. Kapucu……... 22

**Servo Sistemlerin Matlab Üzerinden Gömülü Sistemler İle PID Kontrolü**
A. Güllü, M. Arda, H. Kuşçu……. 29

**Yol Kaynaklı Taşıt Titreşimlerinin İnsan Vücudu Üzerindeki Etkisinin Kayan Kipli Kotrolcü İle Azaltılması**
A. Sezgin, Y. Z. Arslan, N. Yağız……. 34

**Elle Yük Kaldırmanın Bulanık Diferansiyel Denklemler İle Modellenmesi**
Bilal Usanmaz, Ömer Gündoğdu……... 42

**İnsan Vücudu Biyotitreşim Modelinin Model İndirgenmesi**
Ö. Gündoğdu, M.R. Aydın, B. Usanmaz……... 48

**Elektromekanik Eyletimli Bir Fırlatma Sisteminin Dinamik Modellemesi Ve Denetimi**
B. Özkan…… 53

**Uçan Sistemlere Haricî Yük Entegrasyonu Kapsamında Gerçekleştirilen Çırpıntı Analiz Ve Test Çalışmalarının Değerlendirilmesi**
Ü. Ceyhan, Ö. Sümer, B. Özkan……... 63

**Değişken Stroklu Git-Gel Hareketi Yapan Mekanizma Tasarımı**
M. Salı, B. B. Toprak, H. İ. Taşkaya, B. B. Özhan…… 72

**Kinematik Olarak Artıksıl Düzlemsel Lazer Kesme Makinaları Üzerine**
M. İ. Can Dede, E. Gezgin, G. Kiper, E. Mastar, T. Sığırtmaç, E. Uzunoğlu……... 76

**Esnek Bağlantılı Köprü Tipi Mekanizmanın Titreşim Yalıtımına Yönelik Tasarımı ve Analizi**
Ç. Yılmaz, G. Acar…… 86

**Bir Fizyoterabot'un Kinematik Ve Dinamik Analizi**
E. Kılıçerkan, S. Emre Kara, S. Soygüder, H. Alli…… 93

**Bir Fizyoterabot'un PID Denetimi**
E. Kılıçerkan, S. Emre Kara, S. Soygüder, H. Alli…… 102

**Talaşlı İmalat Süreçlerinin Kararlılığı ve Takım Tezgah Dinamiği**
A. Çomak, R. Koca, E. Özlü, O. Özşahin, E. Öztürk, T. Tunç, E. Uysal, E. Budak, H. N. Özgüven……. 114

**Mini Yükleyici Tasarımı** 125
T. Yalçın, E. Söylemez……..

**Esnek Uzuvlu, Adaptif Endüstriyel Robot Tutucu Tasarımı ve Analizi**
A. Yılmaz, E. Söylemez…… 134

**Tornalamada Tırlama Titreşimlerinin Kesici Takım ve İş Parçası Malzemesine Göre Ses Frekansının Araştırılması**
E. Türkeş, Ö. Akbülbül…… 143

**Kayan Kipli Denetim Yaklaşımına Göre Tasarlanan Hidrolik Ve Elektromekanik Eyletimli Kanatçık Yükleme Cihazlarının Başarım Özelliklerinin Karşılaştırılması**
G. S. Tombul, M. U. Özakalın, B. Özkan…… 150

**Çift Duvarlı Karbon Nanotüplerde Dalga Yayılması**
B. Uymaz, M. Aydoğdu……. 158

**Rijit ve Esnek Uçak Modelleri İçin Aktarım Yönlendirme Performanslarının Karşılaştırılması**
A. G. Pehlivanoğlu…… 167

**Hareketli Yük Taşıyan Köprü Türü Yapıda Parçacık Sürüsü Optimizasyonu İle Çatlak Tespiti**
H. Gökdağ……. 174

**Mekanizmaların Dinamik Performanslarının İki Serbestlik Dereceli Bir Ayarlama Sistemi İle Geliştirilmesi**
H. Mencek, R. Soylu……. 182

**Yeni Bir Doyumlu Eyleyiciye Sahip Gecikmeye Bağlı Dayanıklı $H_\infty$ Denetleyici İle Aktif Titreşim Kontrolü**
H. Yazıcı, R. Güçlü, İ.B. Küçükdemiral……... 192

**Denim Üreticileri İçin Otomatik Kumaş Hata Denetim Sistemi Tasarımı**
H. İ. Çelik, M. Topalbekiroğlu, L. C. Dülger…… 202

**Kestirimci Bakım Yöntemi Kullanılarak Egzoz Fanında Arıza Teşhisi**
H. Taplak, E. Kurt, M. Parlak…… 213

**Çok Bölmeli Çerçevelerin Düzlem İçi ve Dışı Serbest Titreşimi**
H. Erkan, H. Öztürk, M. Sabuncu…….. 222

**Fonksiyon Üreten Krank-Biyel Mekanizmasının Beş Parametreli Kapalı Çözümü**
H. Mutlu, Ö. O. Temel……... 233

**Bulanık Mantık Kontrol Organı Kullanarak V-Kayışlı Sürekli Değişken Transmisyon Sisteminin (Sdt) Hız Oranı Kontrolü**
İkbal Eski, Turan Gürgenç……. 244

**Yapay Sinir Ağları Kullanarak İnsan Kalça ve Diz Eklemlerinin Titreşim Analizi**
Ş. Yıldırım, İ. Eski, Y. Polat……. 254

**Kirişlerdeki Bir Çatlağın Kısaltılmış Veri Kullanılarak Çizdirilen Frekans Oran Konturları Yardımıyla Tespiti**
K. Mazanoğlu, H. Gürsoy, M. Sabuncu……. 263

**Bir Fabrika Bacasının Rüzgar Yüklerine Karşı Güçlendirilmesi**
Kenan Y. Şanlıtürk……. 272

**Üç Eksenli Seri Esnek Manipülatörün Titreşim Analizi**
L. Malgaca, M. Akdağ, H. Karagülle, Ş. Yavuz…… 282

**Altı Eksenli Bir Robotun Hareket Kontrolünün Solıdworks Simülasyonu İle Bütünleştirilmesi**
Ş. Yavuz, H. Karagülle, L. Malgaca, M. Akdağ…… 288

**Boşta Hareket Doğrusalsızlığı Bulunan, Göreve Uyumlu Kontrol Yüzeylerinin Çırpma Yönünden İncelenmesi**
L. Ünlüsoy, Y. Yaman……... 296

**Tam Araba Modelinin Titreşim Analizi İçin Model İndirgenmesi**
Ö. Gündoğdu, M.R. Aydın, M. Balcı…… 302

**Hibrid Pres Yapılanması Hareket Tasarımı-Kinematik Analizi**
M. E. Kütük, L. C. Dülger…… 308

**Elektro-Aktif Polimer Bir Yapay Kas Eyleyicinin Bulanık Mantık Kontrol Kullanarak Konum Kontrolü**
M. Sabetghadam, M. İtik…….. 318

**Manyeto-Reolojik Sönümleyiciler ve Raylı Sistem Araçlarında Kullanımı**
M. Parlak, İ. Uzmay…….. 325

**Yapay Sinir Ağları Kullanarak Su Pompalarının Kuvvet Analizi**
M. Kalkat……... 335

**Roller Coaster Güzergâhında Tanımlanan Noktasal Bir Cismin Dinamik Analizi**
A.O. Ahan, D. O. Arısoy, K. Müderrisoğlu, M. Bayraktar…… 345

**Çok Serbestlik Dereceli Asimetrik Bir Yapının Sismik Bozucular Etkisindeki Titreşimlerinin Öz-Uyarlamalı Bulanık Mantıklı P-Id Kontrolör İle Kontrolü**
M. Sever, B. Şen, K. E. Cengiz…… 352

**Üç Serbestlik Dereceli Star Paralel Robotun Ters ve Düz Kinematik Çözümlerinin Analitik Olarak Elde Edilmesi**
M. Aydın, H. Alli……. 362

**İki Serbestlik Dereceli Düzlemsel Paralel Manipülatör Grubunun Hassasiyet Analizi**
M. Özsipahi, E.Söylemez……... 370

**Bulanık Mantık Yönteminin PID Denetleyici Performansına Etkisi**
M Arda, A Güllü, H Kuşçu…… 380

**Çift Kararlı Konuma Sahip Uyumlu Mekanik Sistemin Tasarımı**
M. Gül, Ş. Su, İ. Uzmay……. 387

**5 Serbestlik Dereceli Robot Kolunun Görüntü Esaslı Kontrolü**
N. G. Adar, R. Kozan…… 395

**Bir Yay Kütle Sisteminin Genişletilmiş Öngörülü Kendinden Uyarlamalı Kontrol Yöntemi (Epsac) İle Gerçek Zamanlı Kontrolü**
N. G. Özmen…….. 405

**Doğrusal Olmayan Benzinli Bir Motor Torkunun Yapay Sinir Ağları İle Tanımlanması**
N. Toğun, S. Bayseç…….. 413

**Kişisel Alan İhlalinin İnsanın Dik Duruş Cevabına Etkisinin İncelenmesi**
N. Bilgin, S. Gürses…….. 421

**Rijit Bir Uydu İçin Durum Geri Besleme Denetim Algoritması Tasarımı**
N. Bilgin, M. U. Salamcı…… 429

**Az tahrikli Parmak Mekanizmasının Kinematik ve Kinetik Analizi**
Ö. F. Ergin, Ş. Su, İ. Uzmay…….. 435

**Yeni Bir Uyarlamalı-Gürbüz Kontrolcü Geliştirilmesi Ve Üç Boyutlu Bir Mekanik Manipülatöre Uygulanması**
R. Burkan, Ö. C. Özgüney……. 445

**Krank Pres Mekanizması:Kinematik Analizi ve Benzetimi**
R. Halıcıoğlu, L. C. Dülger……... 451

**Kompozit Plakların Vibro-Akustik Analizi**
Erkan Karagözlü, A. Saide Sarıgül…… 459

**Düzlemsel Dört-Çubuk Mekanizmasının Genetik Algoritma İle Optimum Dengelenmesi**
S. Erkaya…… 469

**Titreşim Ve Gürültü Analizi İle Fan Hatalarının İncelenmesi**
Ş. Ulus, S. Erkaya…….. 476

**Cam Silme Robotu Tasarımı**
S. Beller, E. Türkeş…… 482

**Alüminyum Profilli Yapıların Sonlu Eleman Analizi**
S. Güler, H. Karagülle, M. Akdağ, L. Malgaca…… 491

**Düz Dişli Çarklarda Hata Teşhisinde İstatistiksel Proses Kontrol Yönteminin Kullanılabilirliği**
S. Maraş, H. Arslan……... 499

**Tornalamada Kesme Parametrelerinin Yüzey Pürüzlülüğü Üzerine Olan Etkilerinin Taguchı Metodu İle İncelenmesi Ve Optimizasyonu**
S. Neşeli, E. Türkeş 508

**Kalman Kestirimcisi İle DC Motor Açısal Hız Kontrolü**
Ş. Arslan, G. Mühürcü…….. 515

**İçten Yanmalı Bir Motorun Çevrim Şekillendirme Metodu İle Dayanıklı Hız Kontrolü**
Ş. Arslan, Ö. Alpan……... 522

**İçten Yanmalı Bir Motorun Dayanıklı Hız Kontrolü**
Ş. Arslan, Ö. Alpan…… 527

**Bir Tepe Vinç Modeli İçin Dayanıklı Kontrol Yönteminin Uygulanması**
Ş. Arslan, S. Uygurlu……. 534

**Bir Aktif Süspansiyon Sisteminin Dayanıklı Kontrolü**
Ş. Arslan, S. Uygurlu…… 544

**Bir Yılansı Robotun Dinamik Analizi ve Kontrolü**
T. Abut, S. Soygüder, H. Alli…… 554

**Esnek Uzuvlu Manipülatörlerin Pozisyon Kontrolünde PI Tipi Bulanık Mantık Kontrolör Kullanılması**
Ü. Hayta, S. Kapucu, E. Yeşil…… 564

**Çoklu Çatlaklı Çerçeve Yapıları ve Mikro Çerçeve Yapılarının Titreşim Analizi ve Rastsal Konum Belirlenmesi** 570
Vedat Karadağ……

**Üzerinde Çatlak Bulunan Tabakalı Kompozit Kirişlerin Dinamik Analizi**
Y. S. Tarih, G. Şakar……. 580

**Dört Rotorlu Hava Aracının Görüntü İşleme İle Kontrolü**
O. Keskin, Z. Kıral……. 586

**Tek ve Çift Tesirli Yapıştırma Bağlantılarının Serbest Titreşim Davranışının Parametrik Olarak İncelenmesi**
Y. Pekbey, O. Ağdacı…… 596

**Otomobil Radyal Lastiklerin Statik Yol Pürüzlülük Karakteristiklerinin Sonlu Elemanlar Metodu İle Belirlenmesi**
Veysel Alkan…….. 609

**DC Servo motorların Kablosuz Zaman Gecikmeli Kontrolünde Smith Prediktör Uygulaması**
A. Ankaralı, H. Arslan……... 618

**İki Kollu Esnek Bir Manipülatörün Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Modellemesi ve Titreşim Analizi**
M. Dirilmiş, H. Karagülle…….. 624

**Bir Mermi Besleme Sistemi İçin Akümülatör Tasarımı**
E. Söylemez, T. Öztürk, M. Özsipahi…… 633

**Malzeme Özellikleri Ve Kesiti Üstel Fonksiyona Göre Değişen Çubukların Diferansiyel Kuadrator Yöntemi İle Serbest Titreşim Analizi**
Orhan Çakar……... 639

**Melez Genetik Algoritma İle Kinematikçe Artıksıl Paralel Manipülatörler İçin En İyi Artıksıllık Çözümlemesi**
Tansel Tunç, M. Kemal Özgören…….. 648

**Yürüyüş Destekleyici Dış İskeletin Modellenmesi ve Hareket Kontrolü**
Ü. Önen, F. M. Botsalı, M. Kalyoncu, Y. Şahin, M. Tınkır, N. Yılmaz…….……..... 656

**Köpük Dolgulu Balpeteği Sandviç Yapıların Titreşim Analizi**
M. R. Aydın, M. Yaman, G. Şakar, Ö. Gündoğdu…… 663

**Building Automation Technology In Electrical Engineering And Mechatronics Department In Debrecen**
Habil. Géza Husi, Csaba Szász ……...… 671

# L-TİP BAĞLI KOMPOZİT PLAKALARIN DENEYSEL İSTATİSTİKSEL ENERJİ ANALİZİ

Abdullah SEÇGİN, Murat KARA, Altay OZANKAN, A. Saide SARIGÜL

Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 35370 Buca/İZMİR

abdullah.secgin@deu.edu.tr, murat.kara@ogr.deu.edu.tr, saide.sarigul@deu.edu.tr

## ÖZET

İstatistiksel enerji analizi (SEA) yüksek frekans vibro-akustik analizlerde her bir altyapının zorlanmış sistem cevabının zaman, uzam ve frekans ortalamasını yaklaşık olarak belirleyebilen bir yöntemdir. Bu yöntem alt yapılar arasında güç geçiş dengesi prensibine bağlı olarak geliştirilmiştir. Yöntemin güvenilirliği birçok ön kabule bağlı olmakla birlikte altyapılar arasındaki bağlantı kayıpları (CLF) ve iç kayıplar (DLF) olarak bilinen bazı SEA parametrelerinin doğru olarak elde edilebilmesi ile yakından ilişkilidir. Bu parametreler basit yapılar için genellikle analitik olarak elde edilmesine rağmen, özellikle kompozit yapılar gibi karmaşık sistemler için sayısal veya deneysel olarak elde edilmelidir. Bu çalışmada iki farklı oryantasyon açısına sahip sekizer tabakalı, L-tip bağlı kompozit plakaların SEA parametreleri, deneysel güç enjeksiyon yöntemi (PIM) ile elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** İstatistiksel enerji analizi, yüksek frekans, kompozit plaka, deneysel güç enjeksiyon yöntemi

## EXPERIMENTAL STATISTICAL ENERGY ANALYSIS OF L-TYPE CONNECTED COMPOSITE PLATES

## ABSTRACT

Statistical energy analysis (SEA) is a method which approximately determine time, space and frequency averaging of forced system response of each substructure in high frequency vibro-acoustics analyses. This method is developed based on the power flow principle between substructures. The reliability of the method not only depends on several pre-assumptions, but also is closely related to accurate prediction of some SEA parameters such as coupling losses (CLF) and internal losses (DLF). Although, these parameters are generally obtained analytically for simple structures, for complex structures such as composites, it should be obtained numerically or experimentally. In the study, SEA parameters of L-type connected composite plates with each having eight layers, and with two different orientation angles are obtained via experimental power injection method (PIM).

**Keywords:** Statistical energy analysis, high frequency, composite plate, experimental power injection method

## 1. GİRİŞ

Yüksek frekans vibro-akustik analizlerde, bir sistemin modal ve frekans cevap karakteristikleri, sistemin geometrisinde ve malzeme özelliklerindeki küçük değişkenliklere karşı oldukça büyük duyarlıklara sahiptir. Bu değişkenliklerin yarattığı dinamik oynamalar belirsizlik (uncertainty) olarak adlandırılır. Sonlu elemanlar yöntemi (FEM) gibi deterministik yöntemler yapının dinamiğini tanımlamak için çok fazla sayıda elemana ihtiyaç duyduğundan ve dolayısıyla yüksek hesaplama sürelerine sahip olduğundan oldukça verimsizdir. Ayrıca belirsizliğin

etkilerini hesaba katabilmek için ise çeşitli sayısal ve istatistiki yaklaşımlara ihtiyaç duyarlar. Bunun aksine İstatistiksel enerji analizi [1] yüksek frekans analizlerde başarısını kanıtlamış, alt sistemler arasında güç akış ilişkisine dayanan bir yöntemdir. Yöntemin güvenilirliği birçok ön kabule dayanmakla birlikte, büyük oranda, alt yapılar arasındaki güç akış ilişkilerini etkileyen bağlantı kayıp faktörlerinin (CLF) ve alt yapı içinde iç enerjinin ısı enerjisine dönüşümünü ifade eden iç sönüm kayıp faktörlerinin (DLF) doğru olarak elde edilmesine bağlıdır. CLF'ler basit yapılar için genellikle analitik olarak yarı-sonsuz sistem emepedanslarından çıkarılan güç iletim katsayıları [1] yardımıyla elde edilebilirler. Ancak daha karmaşık sistemler için genellikle deneysel [2, 3] ve sayısal olarak elde edilebilirler [4].

Bu çalışmada, DLF ve CLF'ler deneysel güç enjeksiyon yöntemi ile elde edilmiş ve ortotropik yapıların analitik sonuçları ile karşılaştırılarak yüksek frekans vibro-akustik analizlerinde kullanılabilirliği sağlanmıştır. Çalışmada, yapı, iki adet plakanın L tipi olarak bağlanmasıyla elde edilmiştir. Plakalar 8 tabakalı, 0 ve 90 derece oryantasyonlarına sahip olarak üretilmiştir. Plakalar arasındaki bağlantı noktasal bağlantıyı simüle etmek için üç farklı noktadan civatalarla sağlanmıştır.

## 2. MATEMATİKSEL BAĞINTILAR

### 2.1. İstatiksel Enerji Analizi (SEA)

SEA, birçok rezonans modlarına sahip alt makro yapılar arasında güç akış ilişkisini kuran bir mimariye sahiptir. Bağlantılı altyapılar arasındaki ortalama (zaman, uzam) güç akışı, altyapıların ortalama modal enerji farkları ile orantılıdır. Örneğin S adet altyapıya sahip i. bir sistemdeki güç ilişkisi şu şekilde yazılabilir [1]:

$$2\pi f \eta_{ii} \left\langle \bar{E}_i \right\rangle + \sum_{j=1,\neq i}^{S} 2\pi f \left( \eta_{ij} \left\langle \bar{E}_i \right\rangle - \eta_{ij} \left\langle \bar{E}_j \right\rangle \right) = \left\langle \overline{P}_{in,i} \right\rangle . \tag{1}$$

Burada $f$ frekans (Hz), $E_i$ toplam enerji, $P_{in}$ is güç girdisi, $\eta_{ii}$ sönüm kayıp faktörleri (DLF) ve $\eta_{ij}$ bağlantı kayıp faktörleri (CLFs) dir ($\eta_{ij} \neq \eta_{ji}$). Denklem (1) iki altyapı için matris formunda yazılırsa;

$$\begin{bmatrix} \eta_{11}+\eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_{22}+\eta_{21} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \left\langle \overline{E_1} \right\rangle \\ \left\langle \overline{E_2} \right\rangle \end{Bmatrix} = \frac{1}{2\pi f} \begin{Bmatrix} \left\langle \overline{P_{in,1}} \right\rangle \\ \left\langle \overline{P_{in,2}} \right\rangle \end{Bmatrix} . \tag{2}$$

ifadesi elde edilir. Noktasal bağlantılar için dalga yaklaşımı kullanılırsa, iki yarı-sonsuz sistemin iletim katsayısı şu şekilde ifade edilir [1]:

$$\tau_{12,\infty} = \frac{4\,\mathrm{Re}\{Z_{1,\infty}\}\mathrm{Re}\{Z_{2,\infty}\}}{\left|Z_{1,\infty}+Z_{2,\infty}\right|^2} . \tag{3}$$

Burada $Z_{1,\infty}$ ve $Z_{2,\infty}$ yarı sonsuz sistemlerin noktasal empedanslarıdır. Örneğin bir ortotropik yarı sonsuz sistemin eğilme kuvveti $F_z$ ve eğilme momenti $M_z$ için noktasal empedansları şu şekilde verilebilir: [1]:

$$Z_{\infty}^{F_z} = \frac{4}{\sqrt{3}} \rho h^2 \sqrt{c_{Lx} c_{Ly}}$$

$$Z_{\infty}^{M_n} = \frac{8\rho h^2 c_{Ln} / k_{bn}^2}{\sqrt{3}\left(1 + j\frac{4}{\pi}\ln\left(\frac{1}{r k_{bn}}\right)\right)} . \tag{4.a.b}$$

Burada, $c_{Ln} = \sqrt{E_n / \rho}$ , $k_{bn} = 2\pi f / c_{Bn}$ , $c_{Bn} = \sqrt{\pi f h c_{Ln} / \sqrt{3}}$ , $E_n$ Young modülü, $\rho$ yoğunluk, $h$ toplam plaka kalınlığı ve $r$ ise zorlama noktasının yarıçapıdır. Bağlantı kayıp faktörleri ise iletim katsayıları kullanılarak şu şekilde elde edilir:

$$\eta_{12,\infty} = \frac{\overline{\delta f_1}}{\pi f} \frac{\tau_{12,\infty}}{2-\tau_{12,\infty}} ,$$

$$\eta_{21,\infty} = \frac{\overline{\delta f_2}}{\pi f} \frac{\tau_{12,\infty}}{2-\tau_{12,\infty}} . \tag{5.a.b}$$

$\overline{\delta f}$ ortalama modal frekans aralığıdır ve ortotropik plakaların eğilme modları için şu şekilde ifade edilebilir [1]:

$$\overline{\delta f} = \frac{h}{\sqrt{3}A} \sqrt{c'_{Lx} c'_{Ly}} . \tag{6}$$

**2.2. Güç Enjeksiyon Yöntemi (PIM)**

PIM, altsistemlere verilen bilinen rastgele güç yardımıyla, herbir alt sistemin toplam enerjilerinin belirlenerek, altsistemler arasındaki bağlantı (CLF) ve sönüm kayıp (DLF) faktörlerinin sayısal veya deneysel olarak belirlenebildiği bir yöntemdir.

Bu yöntemde, önce, birinci sisteme güç verilir ve her bir alt sistemin enerjisi ölçülür. Sonra sırasıyla her bir alt sisteme aynı güç uygulanarak diğer alt sistemlerin enerjileri ölçülür ve alt sistemler arasındaki enerji geçişlerinin oranını temsil eden kayıp faktörleri aşağıda verilen matematiksel yol ile kolaylıkla hesaplanır. Bu bağlamda, güç akış dengesinin normalize formu toplam kayıp faktörleri cinsinden yazılırsa $\eta_{ij}^{t}$;

$$\begin{bmatrix} \eta_{11}^{t} & \eta_{12}^{t} & \cdots & \eta_{1n}^{t} \\ \eta_{21}^{t} & \eta_{22}^{t} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \eta_{k1}^{t} & \cdots & \cdots & \eta_{kn}^{t} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_{11}^{n} \\ E_{21}^{n} \\ \vdots \\ E_{k1}^{n} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

ifadesi elde edilir. $E_{ij}^{n}$ normalize edilmiş titreşim enerjileri olarak

$$E_{ij}^{n} = \frac{\omega E_{ij}}{P_j} \quad (8)$$

şeklinde tanımlanır. Burada, $E_{ij}$ $j$. altsisteme $P_j$ güç girdisi sonucu $i$. altsistemin toplam enerjisidir. Bu şekilde, her bir sisteme güç uygulandığında tüm sistem

$$\begin{bmatrix} \eta_{11}^{t} & \eta_{12}^{t} & \cdots & \eta_{1n}^{t} \\ \eta_{21}^{t} & \eta_{22}^{t} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \eta_{k1}^{t} & \cdots & \cdots & \eta_{kn}^{t} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_{11}^{n} & E_{12}^{n} & \cdots & E_{1n}^{n} \\ E_{21}^{n} & E_{22}^{n} & \cdots & E_{2n}^{n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \\ E_{k1}^{n} & \cdots & \cdots & E_{kn}^{n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \ldots & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

olarak elde edilir.

Denklem (9), toplam kayıp faktörü matrisinin, normalize enerji matrisinin tersi olduğunu vurgular. Bu şekilde DLF ve CLF'ler matris elemanlarından aşağıdaki gibi elde edilirler:

$$\begin{cases} \eta_{ij} = -\eta_{ji}^{t} & , \ i \neq j \\ \eta_{ii} = \sum_{k=1}^{n} \eta_{ki}^{t} & . \end{cases} \quad (10)$$

Toplam enerji ve sistemlere verilen güç ifadeleri yaklaşık olarak sistemin çeşitli noktalarından ölçülen hız (V) ve kuvvet (F) güç spektrumlarından şu şekilde elde edilir:

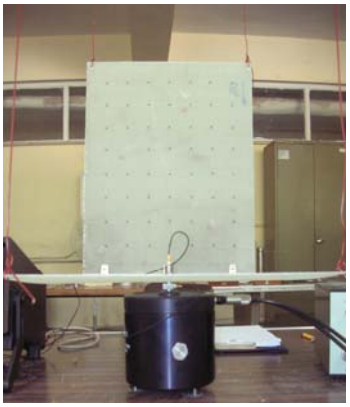
$$\left\langle \overline{E_i} \right\rangle \cong \frac{M_i}{N_i} \frac{1}{T} \sum_{i=1}^{N} \int_{\omega_1}^{\omega_2} S_{i,vv}(\omega) \mathrm{d}\omega \ , \quad (11)$$

$$\left\langle \overline{P_i} \right\rangle \cong \mathrm{Im} \int_{\omega_1}^{\omega_2} S_{i,vf}(\omega) d\omega \ . \quad (12)$$

Burada, $M_i$ i. alt sistemin kütlesi ve $N_i$ *i.* alt sistemdeki ölçüm noktaları sayısıdır. Spektral ifadeler olan $S_{i,vv} = V^* \times V$ ölçülen hızların otokorelasyonu ve $S_{i,vf} = V^* \times f$ ölçülen hız ve kuvvetin çapraz korelasyonudur (* işareti karmaşık eşleniği göstermektedir).

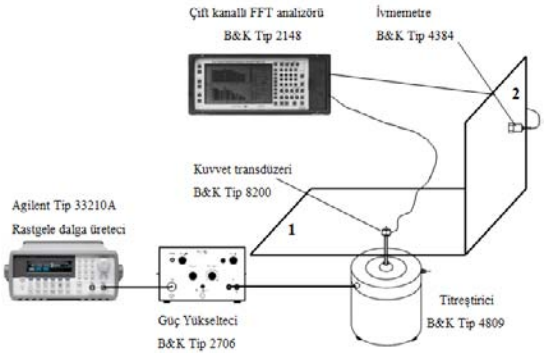
**3. DENEYSEL ANALİZ**

Şekil 1.'de görülüğü gibi, yapı iki adet plakanın L tipi olarak bağlanmasıyla elde edilmiştir. Plakalar arasındaki bağlantı, noktasal bağlantıyı simüle etmek için üç farklı noktadan civatalarla sağlanmıştır. Plakalar 8 tabakalı, 0 ve 90 derece oryantasyonlarına sahip olarak üretilmiştir.



Şekil 1. L-tip bağlı kompozit plakalar

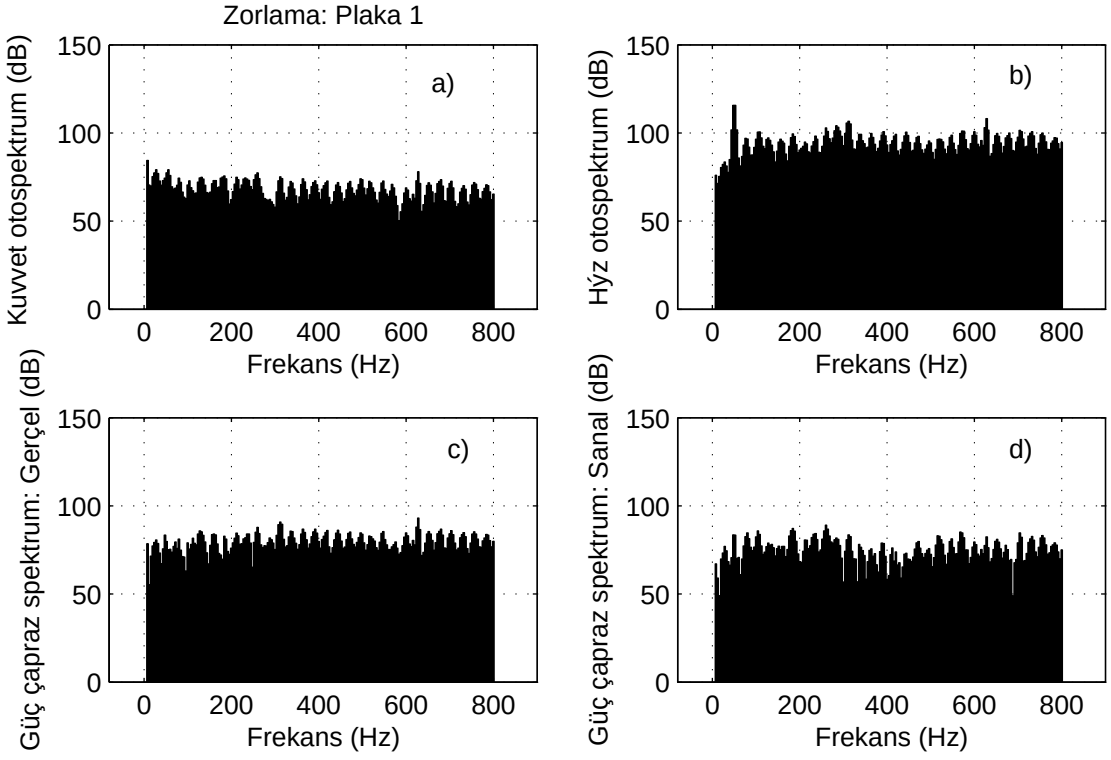
Serbest sınır koşulunun sağlanabilmesi için sistem esnek iplerle asılmıştır. Şekil 2.de güç enjeksiyon yönteminin uygulandığı deney sistemi şematik olarak gösterilmektedir.



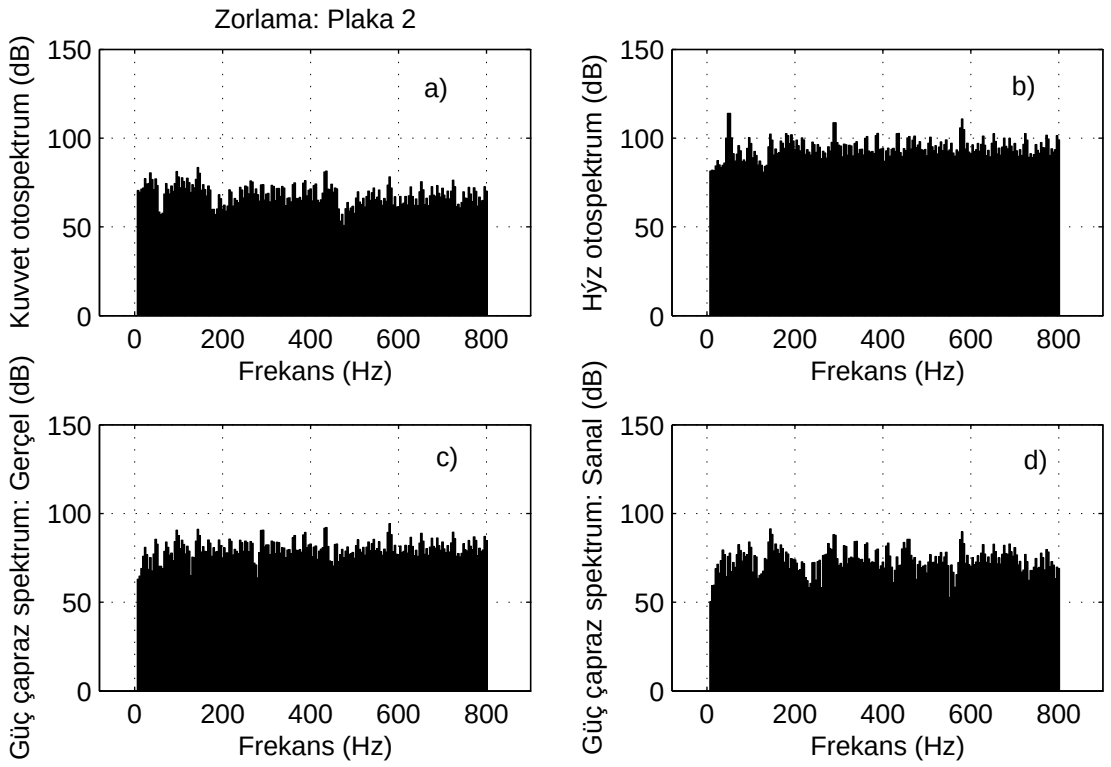

Şekil 2. Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Her bir plaka sırasıyla kendi ağırlık merkezlerinden bir titreştirici yardımıyla zorlanarak her iki plakanın üç farklı noktasından hız ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, zorlama kuvvetleri titreştiriciye bağlı bir kuvvet transdüzeri vasıtası ile alınıp kaydedilmektedir. Titreştirici 0'dan 800 Hz'e kadar olan bir aralıkta rastgele sinyal formunda bir sinyal jenaratörü ile tahrik edilmektedir. Hız ölçümleri plakalar üzerinde rastgele seçilmiş üç farklı noktadan bir ivmeölçer ile alınarak kaydedilmiş ve o plaka için hızların ortalama değeri alınmıştır. Tüm veriler bir FFT analizörü ile işlenerek bir bilgisayar programına gönderilmiş ve CLF, DLF değerleri hem dar bant hem de geniş bant ortalama işlemi ile elde edilmiştir.

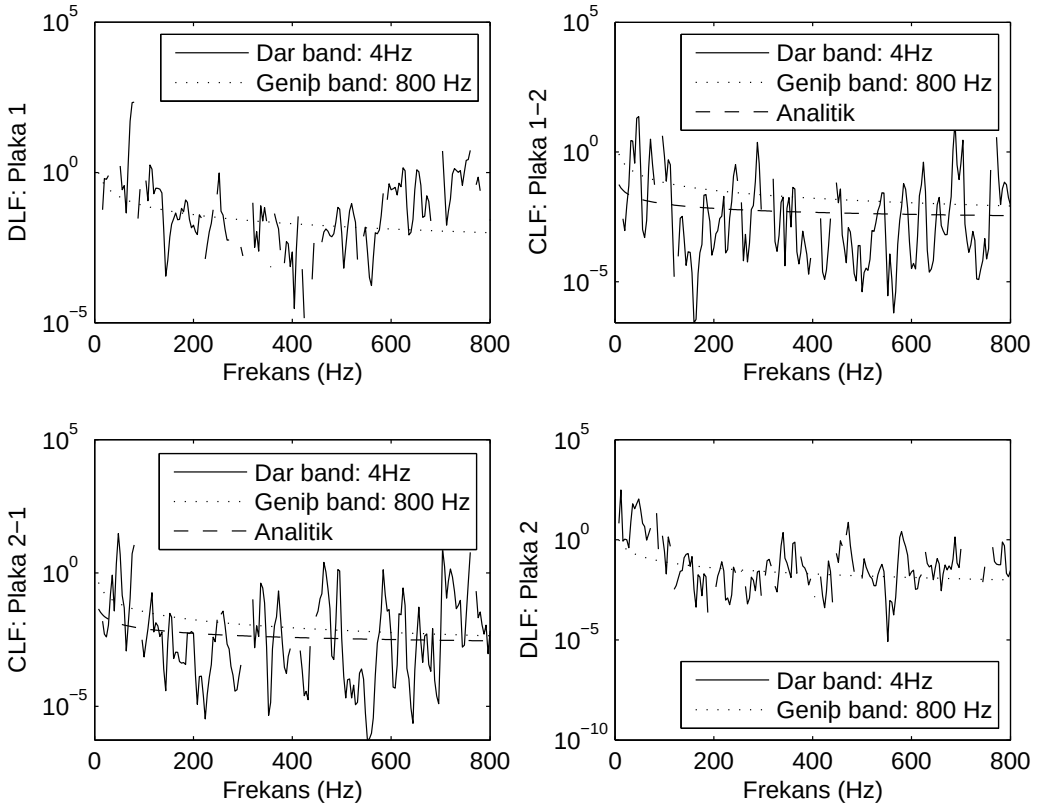
Şekil 3 ve 4 'de sırasıyla birinci ve ikinci plakanın ölçülen spektral değerleri, Şekil 5'de ise hesaplanan CLF ve DLF değerleri görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde, dar bant değerlerinde özellikle düşük frekanslarda negatif, yüksek frekanslarda ise 1'den büyük değerlerin elde edildiği gözlenmiştir. Bu durum bu tip tersinir yöntemlerde ortaya çıkabilen sayısal bir hatadır. Bu hatayı azaltmak için daha geniş bantta analiz yapılması bazen çözümlerden biri olabilir. Geniş bant analiz sonuçları incelendiğinde özellikle yüksek frekans bölgesinde analitik sonuçlarla oldukça uyumlu sonuçlar elde edildiği görülmektedir.




Şekil 3. Plaka 1 için ölçülen oto ve çapraz spektrumlar: a) Kuvvet, dB ref. 1e-12 (N)*(N); b) Hız, dB ref. 1e-12 (m/s)* (m/s); c) Gerçel Güç, dB ref. 1e-12 (N)* (m/s); d) Sanal Güç, dB ref. 1e-12 (N)* (m/s)




Şekil 4. Plaka 2 için ölçülen oto ve çapraz spektrumlar: a) Kuvvet, dB ref. 1e-12 (N)*(N); b) Hız, dB ref. 1e-12 (m/s)* (m/s); c) Gerçel Güç, dB ref. 1e-12 (N)* (m/s); d) Sanal Güç, dB ref. 1e-12 (N)* (m/s)




Şekil 5. Kompozit plakaların güç enjeksiyon yöntemi ile hesaplanan sönüm ve bağlantı kayıp faktörleri

Bu ise plakaların sahip olduğu 0 ve 90 derece oryantasyonlarının bir çeşit ortotropik davranış (özel ortotropik) davranış gösterdiği bilindiğinden beklenen bir sonuçtur.

## 4. SONUÇ

Bu çalışmada, bir kompozit yapının istatistiksel enerji analizi yöntemi ile yüksek frekans analizlerinin gerçekleştirilebilmesi için gerekli olan bağlantı ve sönüm kayıp faktörleri deneysel güç enjeksiyon yöntemi ile elde edilmiştir. Bu amaçla, bir ölçüm sistemi kurularak, bir L-tip bağlı kompozit plakaların CLF ve DLF değerleri iki farklı bant analizi uygulanarak elde edilmiştir. Bunun yanında deneysel olarak bulunan CLF değerleri, ortotropik sistemlerin empedans değerlerinin kullanılması ile analitik olarak elde edilen CLF değerleri ile karşılaştırılarak mevcut deney sisteminin başarısı gösterilmiştir. Bu bağlamda genel olarak, şu sonuçlara varılmıştır: 1) Geniş bant analiz sonuçlarına bakıldığında deneysel CLF ile analitik olarak elde edilen CLF'nin, istatistiksel enerji analizinin çalışma bölgesi olan yüksek frekans bölgesinde birbirine daha da yaklaştığı gözlenmiştir. Bu durum yapılan deneyden elde edilen sonuçların doğruluğunu göstermektedir. 2) PIM yöntemi gibi ters alma yöntemlerinde ortaya çıkabilen, negatif veya 1'den büyük CLF'ler dar bant analizlerde gözlenmiş, bu amaçla geniş bant analiz yapmanın daha doğru olacağı gösterilmiştir.

## 5.TEŞEKKÜR

Bu çalışma 112M836 No.lu TÜBİTAK 1001 Araştırma Projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir.

## 6.REFERANSLAR

[1] Lyon, R.H., DeJong R.G., Theory and application of statistical energy analysis, 2nd edition, RH Lyon Corp, Cambridge, USA, 1998.

[2] Finnveden, S., A Symmetric Formulation for Experimental Statistical Energy Analysis, Journal of Sound and Vibration. 223(1), 161-169, 1999.

[3] Bies, D. A., Hamid, S., In Situ Determination of Loss and Coupling Loss Factors by the Power Injection Method, Journal of Sound and Vibration, 70(2), 187-204, 1980.

[4] Seçgin A., Numerical determination of statistical energy analysis parameters of directly coupled composite plates using a modal-based approach, Journal of Sound and Vibration, 332, 361-377, 2013.

# BİR GENİŞLEME ODASINA SAHİP BORU SİSTEMİNİN AKUSTİK PERFORMANS PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

Abdullah SEÇGİN, Murat KARA, Altay OZANKAN

Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 35370 Buca/İZMİR

abdullah.secgin@deu.edu.tr, murat.kara@ogr.deu.edu.tr

## ÖZET

Genişleme odaları, boruların gürültü azaltım çalışmalarında kullanılan en basit susturucu tiplerinden biridir. Susturucuların akustik performansını belirleyen en önemli parametreler, iletim kaybı (TL), gürültü azaltımı (NR) ve eklenti (yerleşim) kaybı (IL)'dır. Bu değerler analitik ve deneysel olarak elde edilebilirler. Ancak, yerleşim kaybının analitik olarak elde edilmesi kaynağın empedansının belirlenebilmesi ile mümkündür. Bu çalışmada, TL transfer matris yöntemi ile deneysel ve analitik olarak, NR ise transfer matris yöntemi ile ve dalga yansıma ve iletim denklemleri ile analitik olarak belirlenmiştir. Bununla birlikte, deneysel NR değerleri maksimum basınç ölçümleri ile elde edilmiştir. Son olarak, basit bir deney sistemi kullanılarak ses kaynağının akustik empedansı elde edildikten sonra IL analitik olarak belirlenebilmiş ve deneysel transfer matris yöntemi ile bulunan sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Genişleme odası, boru akustiği, transfer matris yöntemi, iki yük yöntemi

## DETERMINATION OF ACOUSTIC PERFORMANCE PARAMETERS OF A DUCT SYSTEM WITH AN EXPANSION CHAMBER

## ABSTRACT

Expansion chambers are one of the most simple muffler types used in noise reduction studies of ducts. The most important parameters determining the acoustic performance of mufflers are transmission loss (TL), noise reduction (NR) and insertion loss (IL). These parameters can be obtained by analytically and experimentally. However, analytical determination of insertion loss is only possible by the determination of the source impedance. In this study, TL is determined via transfer matrix method based on analytical and experimental determinations whereas analytical NR is determined via transfer matrix method and wave reflection and transmission equations. In addition, experimental NR values are obtained by maximum pressure measurements. Finally, after the determination of source impedances using a simple set up system, ILs are then analytically obtained and compared to ILs carried out from experimental transfer matrix method.

**Keywords:** Expansion chamber, duct acoustics, transfer matrix method, two load method

## 1. GİRİŞ

Boru sistemlerinde ortaya çıkan gürültüler aktif veya pasif olarak çeşitli tiplerdeki susturucular ile kontrol edilebilirler. Kullanılan eleman ve yutum mekanizmasına bağlı olarak susturucular, yansıtıcı veya enerji tüketen tipte olabilir. Yansıtıcı elemanlar ile susturucu tasarımında, sınır koşullarında empedans uyumsuzluğu yaratılarak, gelen ses dalgasının sınırdan yansıması sağlanırken enerji tüketen tipteki susturucularda sesin enerjisinin sistem içerisinde ısı enerjisine dönüştürüldüğü yutucu yüzeyli tasarımlar yapılmaktadır.

Bir susturucunun akustik performansını, gürültü azaltımı (NR), eklenti kaybı (IL) ve iletim kaybı (TL) olarak standartlaştırılan parametreler gösterir. Bu parametreler akustik performans parametreleri olarak adlandırılırlar. Her bir parametre susturucunun akustik özelliğini yansıtmakla birlikte susturucunun bağlandığı mevcut sistemin de akustik karakteristiklerini de

içerebilir. Özellikle IL ve NR bu tip performans parametrelerdir. Ancak TL kullanınılan sistemden bağımsız olarak sadece susturucunun karakterini yansıttığından diğerlerinden ayrılır.

Bu çalışmada yansıtıcı tipte bir susturucu olan bir genişleme odası için akustik performans parametreleri analitik ve deneysel olarak iki farklı yöntemle elde edilerek bu yöntemlerin üstünlüklükleri performans parametreleri üzerinden gösterilmiştir.
Bu bağlamda, iletim kaybı (TL), transfer matris yöntemi ile deneysel ve analitik olarak, gürültü azaltımı (NR), transfer matris yöntemi ve dalga yansıma ve iletim denklemleri ile analitik olarak, maksimum basınç ölçümleri ile de deneysel olarak elde edilmiş ve birbirleriyle oldukça uyumlu sonuçlar ortaya konmuştur. Eklenti kaybının (IL) analitik olarak elde edilmesi ise ancak kaynak empedansının belirlenmesi ile mümkündür. Kaynak empedansı basit bir test sistemi ile elde edildikten sonra deneysel ve analitik transfer matris yöntemi ile IL değerleri hesaplanabilmiştir.

## 2.AKUSTİK PERFORMANS PARAMETRELERİ

Giriş bölümünde de bahsedildiği gibi susturucuların performansı üç farklı parametre ile ifade edilebilir. Bu parametreler gürültü azaltımı (NR), eklenti kaybı (IL) ve iletim kaybı (TL) dır.

*Gürültü azaltımı (NR):* Gürültü azaltımı, susturucuya giriş ve susturucudan çıkış borularındaki maksimum basınç seviyelerinin farkıdır. Bu parametre, susturucuya ve susturucu sonunda atmosferin ses yayınımına gösterdiği dirence (yayınım empedansına) bağlıdır:

$$NR = L_{p1} - L_{p2} \tag{1}$$

*Eklenti kaybı (IL)*: Eklenti kaybı ise, aynı bağıl konumdan ölçülmüş, susturulmamış ve susturulmuş kaynağın ses düzeyleri farkıdır.

$$IL = L_{o1} - L_{o2} \tag{2}$$

Bu parametre; kaynağın empedansı, susturucu sistemine ve yayınım empedansına bağlıdır. Susturucuların performansını gösteren en önemli parametredir. Fakat analitik olarak eklenti kaybının belirlenmesinde ses kaynağının akustik empedansının bilinmesi gereklidir. Kaynağın akustik empedansının belirlenmesi için yüzey mikrofonları ve özel ivmemetreler gereklidir. Bu nedenle bu parametrenin analitik olarak belirlenmesi oldukça zordur.

*İletim kaybı (TL)*: İletim kaybı ise, giriş ve çıkış borusundaki ses güçlerinin oranının logaritması ile elde edilir.

$$TL = 10\log(W_i / W_o) \tag{3}$$

İletim kaybının belirlenmesi sırasında, susturucu çıkışında giden dalganın geri dönmemesi istenir. Bu nedenle susturucu çıkışında ya akustik yutucu ya da uzun çıkış borusu kullanılır. Bu parametre yalnızca susturucunun performansını gösterir ve kaynaktan bağımsızdır.

Susturucuların analizi yapılırken, yayınan dalganın özelliğinin belirlenmesi gerekmektedir. Genellikle yapılan analizlerde dalganın düzlemsel olarak yayındığı kabul edilir. Düzlemsel dalgalar, yayınan sesin dalga boyunun, borunun çapından büyük olması durumunda görülür. Dairesel kesitli bir boruda düzlemsel dalganın yayınma şartı için ses dalgasının frekansı [1]

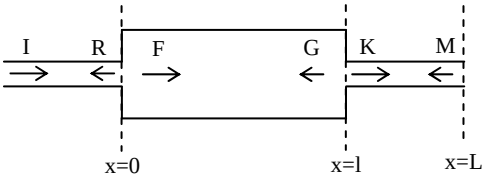
$$f < \frac{1{,}84c}{\pi D} \tag{4}$$

olmalıdır.

Ayrıca susturucuların analizi sırasında, dalga yansıma ve iletim denklemleri ile ve transfer matris yöntemi ile yukarıda belirtilen akustik performans parametreleri belirlenir.

### 2.1. Yansıma ve İletim Denklemleri

Şekil 1.de görüldüğü gibi, bir susturucu-boru sistemi içerisindeki süreksizlik noktalarında kütle ve enerji eşitlikleri yazılır ve sınır koşulları uygulanırsa, yansıyan ve iletilen ses dalgaların genlikleri gelen dalganın genlikleri cinsinden belirlebilir. Bulunan bu genlikler yardımı ile akustik performans parametrelerinden NR ve TL yaklaşık olarak belirlenir.




Şekil 1. Genişleme odası için gelen, yansıyan ve iletilen ses dalgaları

Boru içinde yayınan dalgalar için, x=0'da ve x=l'de kütle ve enerji sürekliliği, x=L'de ise enerji sürekliliği yazılırsa,

$$S_1\left(I-R\right)=S_2\left(F-G\right) \tag{5}$$

$$I+R=F+G \tag{6}$$

$$S_2\left(Fe^{-jkl}-Ge^{jkl}\right)=S_1\left(Ke^{-jkl}-Me^{jkl}\right) \tag{7}$$

$$Fe^{-jkl}+Ge^{jkl}=Ke^{-jkl}+Me^{jkl} \tag{8}$$

$$Ke^{-jkL}+Me^{jkL}=0 \tag{9}$$

elde edilir. Bu denklemler,

$$\begin{bmatrix} -S_1 & -S_2 & S_2 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & S_2e^{-jkl} & -S_2e^{jkl} & S_1e^{jkl} & -S_1e^{-jkl} \\ 0 & e^{-jkl} & e^{jkl} & -e^{jkl} & -e^{-jkl} \\ 0 & 0 & 0 & e^{jkL} & e^{-jkL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R \\ F \\ G \\ M \\ K \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -S_1 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \mathrm{I} \tag{10}$$

biçiminde düzenlenir ve

$$\{X\}=[A]^{-1}\{I\} \tag{11}$$

uygulanırsa basınç genlikleri elde edilir. Gürültü azaltımı,

$$NR=20\log\left|\frac{\bar{I}+\bar{R}}{\bar{K}+\bar{M}}\right| \tag{12}$$

ifadesi ile elde edilir. Yansıma ve iletim denklemleri kullanılarak iletim kaybının elde edilmesinde ise x=L'de yansıyan dalga olmadığından Denklem (9) elde edilemez. Buna göre, dalgaların basınç genliklerinin bulunduğu matris aşağıdaki biçime dönüşür:

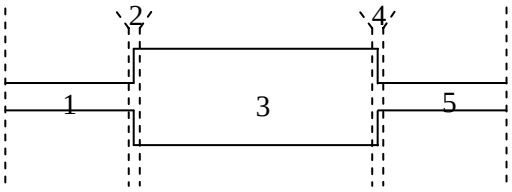
$$\begin{bmatrix} -S_1 & -S_2 & S_2 & 0 \\ 1 & -1 & -1 & 0 \\ 0 & S_2e^{-jkl} & -S_2e^{jkl} & -S_1e^{-jkl} \\ 0 & e^{-jkl} & e^{jkl} & -e^{-jkl} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R \\ F \\ G \\ K \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -S_1 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} I \tag{13}$$

Daha sonra Denklem (11) uygulanarak yine yayınan dalgaların genlikleri elde edilir ve Denklem (14) yardımıyla iletim kaybı belirlenir.

$$TL=20\log\left|\sqrt{\frac{S_1}{S_3}}\frac{\bar{I}}{\bar{K}}\right| \tag{14}$$

### 2.2. Transfer Matris Yöntemi

Transfer matris yönteminde, susturucu Şekil 2'de görüldüğü gibi basit alt yapılara ayrıştırılır. Elde edilen her bir alt yapı bir transfer matrisi ile ifade edilir.




Şekil 2. Bir sistemin basit alt yapılara ayrılması

Daha sonra elde edilen her bir transfer matrisi bir araya getirilerek susturucunun transfer matrisi elde edilir.

$$T=T_1\cdot T_2\cdot T_3\cdot T_4\cdot T_5 \tag{15}$$

**<u>2.2.1. Analitik Transfer Matris Yöntemi</u>**:
Düz borunun (1, 3 ve 5 nolu bölgelerin) analitik transfer matrisi Denklem (16) ile, ani genişleme (2 nolu bölge) ve ani daralmanın (4 nolu bölge) analitik transfer matrisi ise Denklem (17) ile ifade edilir [2]:

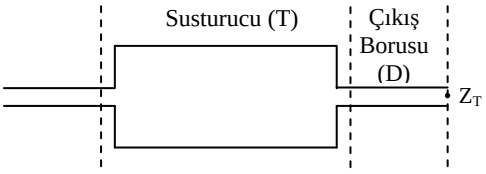
$$T_{boru}=\begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}_{boru}$$

$$= e^{-jMk_0 l} \begin{bmatrix} \cos k_0 l & jY_0 \sin k_0 l \\ \frac{j}{Y_0} \sin k_0 l & \cos k_0 l \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$T_{süreksizlik} = \begin{bmatrix} 1 & KM_{out} Y_{out} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

Burada genişleme için $K = \left( \frac{S_3}{S_1} - 1 \right)^2$, daralma için ise $K = \left( 1 - \frac{S_5}{S_3} \right) / 2$ 'dir. $Y_0 = \frac{c}{S}$ ele alınan borunun karakteristik empedansı, $Y_{out}$ ise kesit genişleme/daralmayı sağlayan ardışık borunun empedansıdır. Analizler sırasında boruların içinde akış olmadığından Mach sayısı (*M*) sıfıra eşit olur ve bu durumda Denklem (17) birim matrise eşit olur. Bu yöntemde gürültü azaltımı şu şekilde yazılabilir:

$$NR = 20 \log \left| \frac{\tilde{T}_{11} Z_T + \tilde{T}_{12}}{D_{11} Z_T + D_{12}} \right| \quad (18)$$




Şekil 3. Bir susturucu sisteminin farklı bölgeleri

Şekil 3' de gösterildiği gibi, $\tilde{T}$ susturucunun transfer matrisi (T) ile çıkış borusunun transfer matrisinin (D) çarpımına eşittir. $Z_T$ ise yayınım empedansıdır. Açık uçlu sistemler için yayınım empedansı

$$Z_T = Y_0 \frac{1 + R}{1 - R} \quad (19)$$

olarak verilir. Burada, *R* yansıma katsayıdır ve

$$R = |R| e^{j(\pi - 2k_0 \delta)} \quad (20)$$

ile ifade edilir. $\delta$ ve $|R|$ ampirik olarak şu şekilde verilir [1]:

$$\begin{aligned} \delta / r_0 &= 0{,}6133 - 0{,}1168 (k_0 r_0)^2 \quad , \quad k_0 r_0 < 0{,}5 \\ \delta / r_0 &= 0{,}6393 - 0{,}1104 k_0 r_0 \quad , \quad 0{,}5 < k_0 r_0 < 2 \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} |R| = 1 &+ 0{,}01336 k_0 r_0 - 0{,}59079 (k_0 r_0)^2 \\ &+ 0{,}33576 (k_0 r_0)^3 - 0{,}06432 (k_0 r_0)^4 \quad , \quad k_0 r_0 < 1{,}5 \end{aligned} \quad (22)$$

Eklenti kaybı, transfer matris yöntemi ile

$$IL = 20 \log \left| \frac{\tilde{T}_{11} Z_T + \tilde{T}_{12} + \tilde{T}_{21} Z_S Z_T + \tilde{T}_{22} Z_S}{D'_{11} Z_T + D'_{12} + D'_{21} Z_S Z_T + D'_{22} Z_S} \right| \quad (23)$$

olarak verilir. Burada, *D*', susturucu ses kaynağına takılmadan önceki sesin yayındığı borunun transfer matrisi, $Z_S$, kaynak empedansıdır.

İletim kaybı ise, susturucuya giriş ve susturucudan çıkış borularının çaplarının eşit olması durumunda şu şekilde ifade edilir [2]:

$$TL = 20 \log \left| \frac{T_{11} + \frac{S}{c} T_{12} + \frac{c}{S} T_{21} + T_{22}}{2} \right| \quad (24)$$

Burada *S*, giriş veya çıkış borusunun kesit alanıdır.

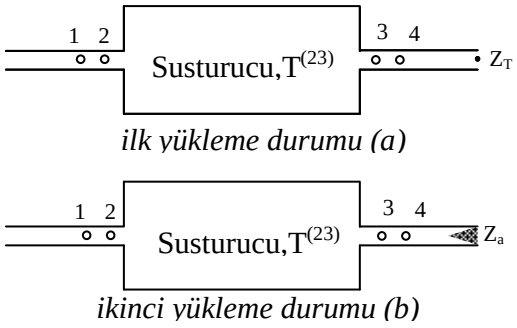
**2.2.2. Deneysel Transfer Matris Yöntemi**:

Özellikle karmaşık sistemlerin analitik transfer matrislerinin elde edilmesi oldukça zordur. Bu tip durumlarda çeşitli deneysel yöntemlerle transfer matrisleri elde edilir. Özellikle iletim kaybının elde edilmesinde ayrıştırma yöntemi, iki yük yöntemi, iki kaynak yöntemi gibi farklı yöntemler vardır [3]. Bu çalışmada iki yük yöntemi üzerinde durulmuştur.

*İki Yük Yöntemi*: Bu yöntemde Şekil 4'de verilen sistem için $T^{(23)}$ matrisi farklı yükleme koşulları altında elde edilir. Burada $T^{(ij)}$ ölçüm noktaları arasındaki transfer matrisidir:

$$T_{susturucu} = T^{(23)} = \begin{bmatrix} T_{11}^{(23)} & T_{12}^{(23)} \\ T_{21}^{(23)} & T_{22}^{(23)} \end{bmatrix} . \quad (25)$$

Farklı yükleme koşulları ise susturucu çıkışında farklı uzunlukta borular kullanarak veya çıkış borusunun ucunda yutucu bir malzemenin kullanılması/kullanılmaması ile sağlanabilir. Yükleme koşullarının benzer olması durumunda elde edilecek olan sonuç kararsız olur.




Şekil 4. İki yük yönteminde kullanılan farklı yükleme koşulları

İki yük yönteminde susturucuya giriş borusunun üzerinde iki ve susturucudan çıkış borusunun üzerinde iki sabit noktadan olmak üzere dört mikrofon konumundan ölçüm alınır. Mikrofonlar arasındaki uzaklık ise, ölçüm alınacak en küçük dalga boyunun yarısından küçük olmalıdır [1]. Buna göre, mikrofonlar arasındaki minimum uzaklık şu şekilde hesaplanır:

$$z_2 - z_1 \le \frac{c}{2 \cdot f_{\max}}\left(1 - M^2\right) \qquad (26)$$

Deney yapılırken ses kaynağı çalıştırılır ve her bir mikrofon konumundan ses basıncı ölçülür. Daha sonra susturucunun çıkış borusunun ucundaki sınır koşulu değiştirilir ve aynı ölçümler tekrarlanır. Ölçülen ses basınçları yardımı ile 2-3 numaralı mikrofon konumları arasındaki yapının transfer matris elemanları elde edilerek NR, IL ve TL Denklem (18), (23) ve (24) kullanılarak hesaplanır. Transfer matrisinin elemanları şu şekilde hesaplanır:

$$T_{11}^{(23)} = \frac{(H_{32a}H_{34a} - H_{32b}H_{34a})}{(H_{34b} - H_{34a})} + \frac{T_{22}^{(34)}(H_{32b} - H_{32a})}{\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \qquad (27)$$

$$T_{12}^{(23)} = \frac{T_{12}^{(34)}(H_{32a} - H_{32b})}{\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \qquad (28)$$

$$T_{21}^{(23)} = \frac{(H_{31a} - T_{11}^{(12)}H_{32a})(\Delta_{34}H_{34b} - T_{22}^{(34)}D_{34})}{T_{12}^{(12)}\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} - \frac{(H_{31b} - T_{11}^{(12)}H_{32b})(\Delta_{34}H_{34a} - T_{22}^{(34)})}{T_{12}^{(12)}B_{12}\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \qquad (29)$$

$$T_{22}^{(23)} = T_{12}^{(34)}\left(\frac{H_{31a} - H_{31b}}{T_{12}^{(12)}\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} + \frac{T_{11}^{(12)}(H_{32b} - H_{32a})}{T_{12}^{(12)}\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})}\right) \qquad (30)$$

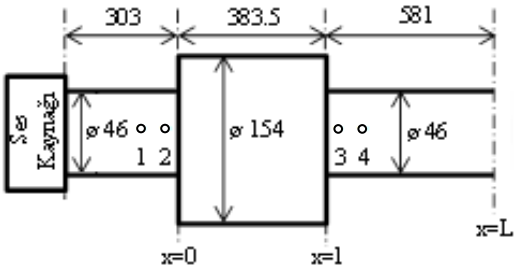
Burada, $H_{ij}$ transfer fonksiyonudur ve ölçülen basınç değerlerinin oranıdır. $T_{11}^{(ij)}$, $T_{12}^{(ij)}$, $T_{21}^{(ij)}$ ve $T_{22}^{(ij)}$ ise ilgili bölgenin transfer matrisinin sırasıyla (1,1), (1,2), (2,1), (2,2) elemanlarıdır. Ayrıca a alt indisi ilk yükleme durumunu (açık uç), b alt indisi ise susturucunun çıkış borusunun ucunda ikinci yükleme durumunu göstermektedir.

$$H_{ij} = \frac{P_j}{P_i} \qquad (31)$$

1-2 ve 3-4 mikrofon konumları arasındaki transfer matris elemanları ise Denklem (16) yardımıyla hesaplanır.

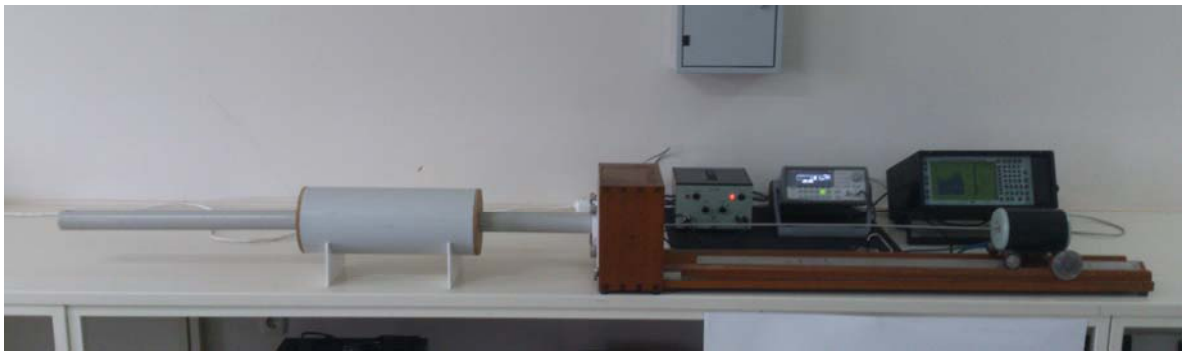
## 3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Şekil 5'de bir genişleme odasına sahip boru sistemi görülmektedir.




Şekil 5. Deneyler sırasında ölçümü yapılan genişleme odasının boyutları

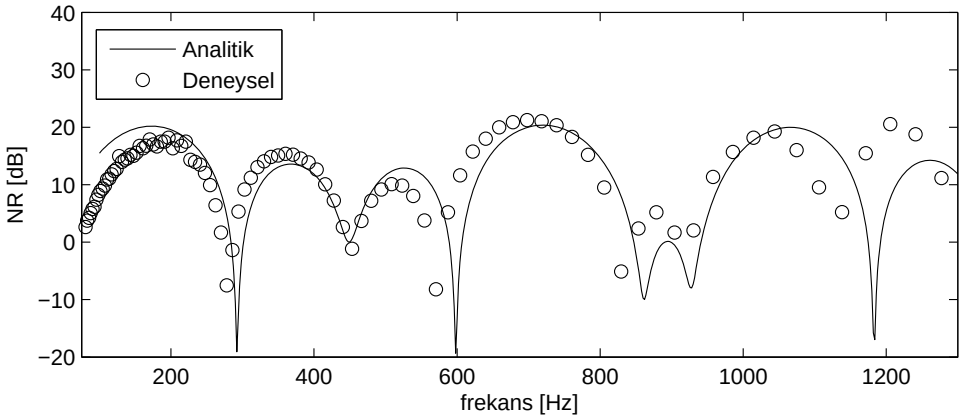
Bu bölümde Şekil 6'da gösterilen bu sistemin akustik performans parametreleri önceki bölümlerde verilen yöntemlerden bazıları kullanılarak elde edilmiştir. Bu sistem için sınır frekansı Denklem (4)'e göre hesaplanmış ve dalgaların düzlemsel olarak yayındığı maksimum frekans yaklaşık 1300 Hz olarak elde edilmiştir.



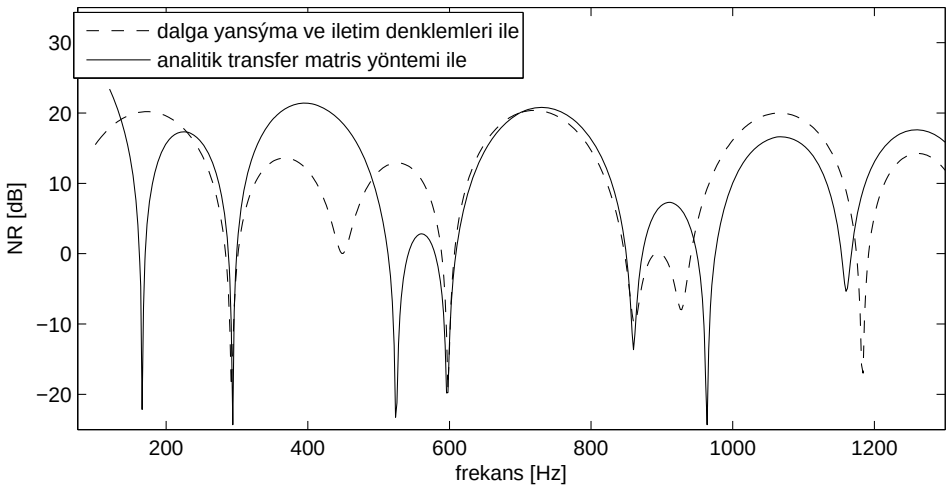
Şekil 6. Susturucu sistem için deney düzeneği

### 3.1. Gürültü Azaltımının Belirlenmesi

Bu çalışmada, Şekil 5'de boyutları verilen genişleme odası için yansıma ve iletim denklemleri elde edilerek susturucu içerisinde yayınan dalgaların maksimum basınç değerleri elde edilmiştir. Gürültü azaltımı, Denklem (12) yardımıyla analitik olarak elde edilmiştir. Ayrıca hareketli bir mikrofon yardımıyla giriş ve çıkış borularındaki maksimum basınç seviyeleri ölçülmüş ve Denklem (1) kullanılarak gürültü azaltımı deneysel olarak elde edilmiştir. Elde edilen analitik ve deneysel veriler arasındaki uyum Şekil 7'de başarılı bir şekilde gösterilmiştir.




Şekil 7. Maksimum basınç ölçümleri ile elde edilen NR değerleri

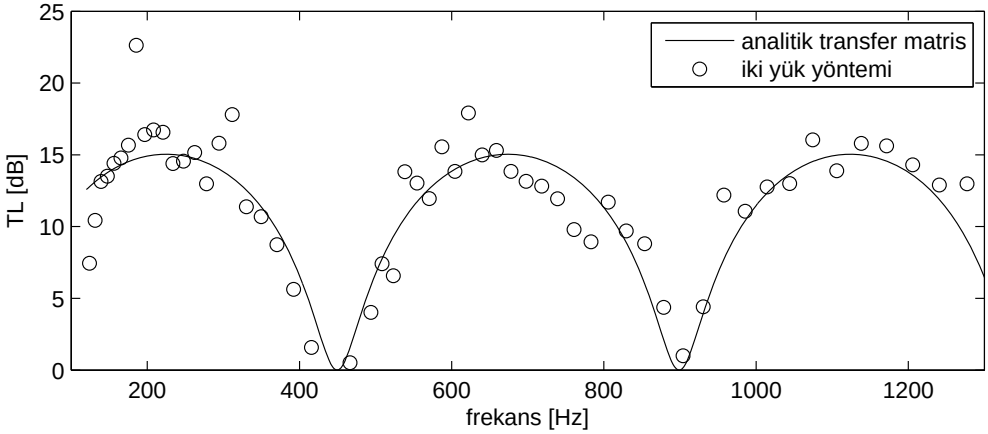



Şekil 8. Transfer matris yöntemi ve yansıma/iletim denklemleri ile elde edilen analitik NR eğrileri

Yansıma ve iletim denklemleri ile elde edilen analitik sonuçlar, transfer matris yöntemi ile analitik olarak elde edilen sonuçlarla da Şekil 8'de karşılaştırılmıştır. Bu iki analitik yöntem arasında bir uyum gözlense de özellikle düşük frekans bölgesinde karakteristik farkı olduğu gözlenmiştir.

### 3.2. İletim Kaybı (TL) nın Belirlenmesi

Bu bölümde transfer matrisi iki yük yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Bu yöntem uygulanmadan önce, mikrofonlar arasındaki uzaklık Denklem (26)'ya göre hesaplanarak 60 mm seçilmiştir. Şekil 5'de görülen mikrofon konumlarından hareketli mikrofon yardımıyla ölçümler alınmıştır. Yöntemin uygulanması sırasında ilk yükleme durumunda açık uç, ikinci yükleme durumunda ise yutucu bir malzeme olan cam yünü kullanılmıştır. Deneyler sonucu elde edilen transfer matris elemanları ile hesaplanan iletim kaybı, transfer matris yöntemi ile analitik olarak elde edilen iletim kaybı Şekil 9'da verilmiştir. Elde edilen sonuçlar hem düşük hem de yüksek frekans bölgelerinde oldukça tatmin edici sonuçların elde edildiğini göstermektedir.




Şekil 9. Genişleme odası için elde edilen iletim kaybı

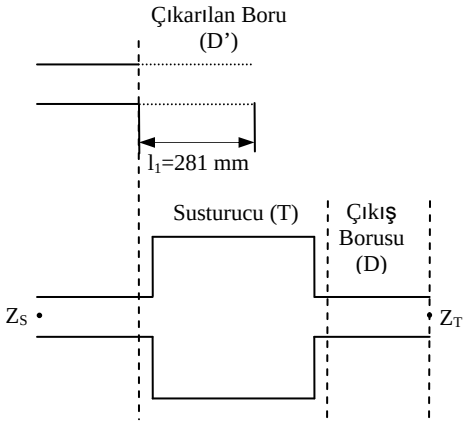
### 3.3. Eklenti Kaybının Belirlenmesi

İkinci bölümün başında belirtildiği gibi eklenti kaybının kaynak empedansına bağlı olduğu Denklem (23)'de görülmektedir. Bu çalışmada kaynak empedansının belirlenmesi için Şekil 10'da gösterilen basit bir deney sistemi kurulmuştur.

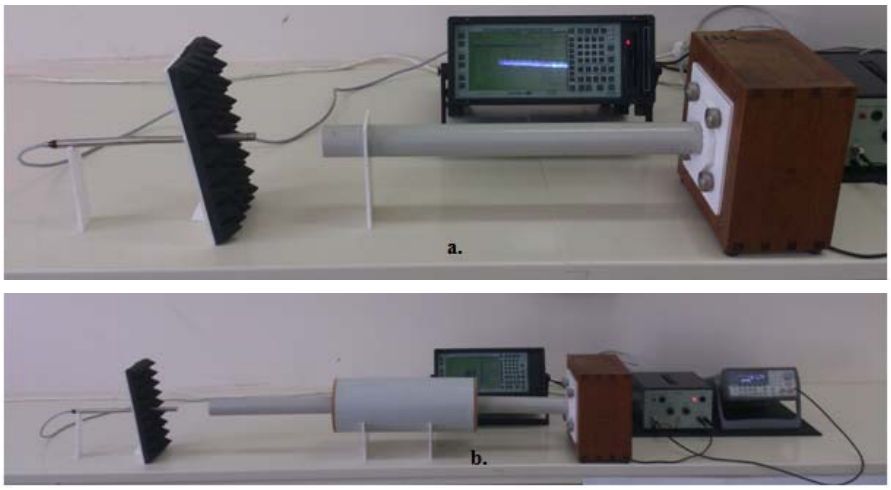
*Referans ses kaynağının empedansının belirlenmesi*: Deney sisteminde Şekil 11'de gösterilen basit bir susturucu düzeneği kurulmuştur. Susturucu takılı iken ve takılı değilken ölçülen ses basınç değerlerinden, Şekil 12'de gösterilen deneysel IL değerleri elde edilmiş ve tersinir bir sistematikle Denklem (23) kullanılarak kaynak empedans değerleri Denklem (32)'den hesaplanmıştır:

$$Z_{S1,S2} = \frac{\pm(\tilde{T}_{11}Z_T + \tilde{T}_{12}) - 10^{\frac{IL}{20}}(D'_{11}Z_T + D'_{12})}{10^{\frac{IL}{20}}(D'_{21}Z_T + D'_{22}) \mp (\tilde{T}_{21}Z_T + \tilde{T}_{22})} \quad (32)$$

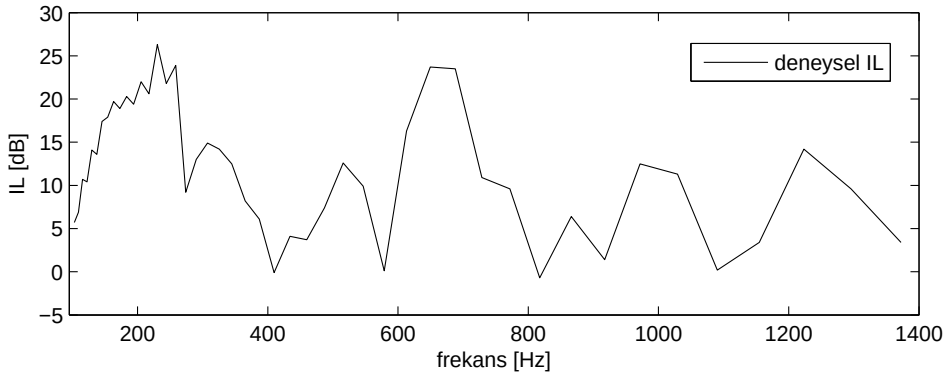
Şekil (13)' de hesaplanan kaynak empedans değerleri faz değerleri ile birlikte gösterilmiştir.



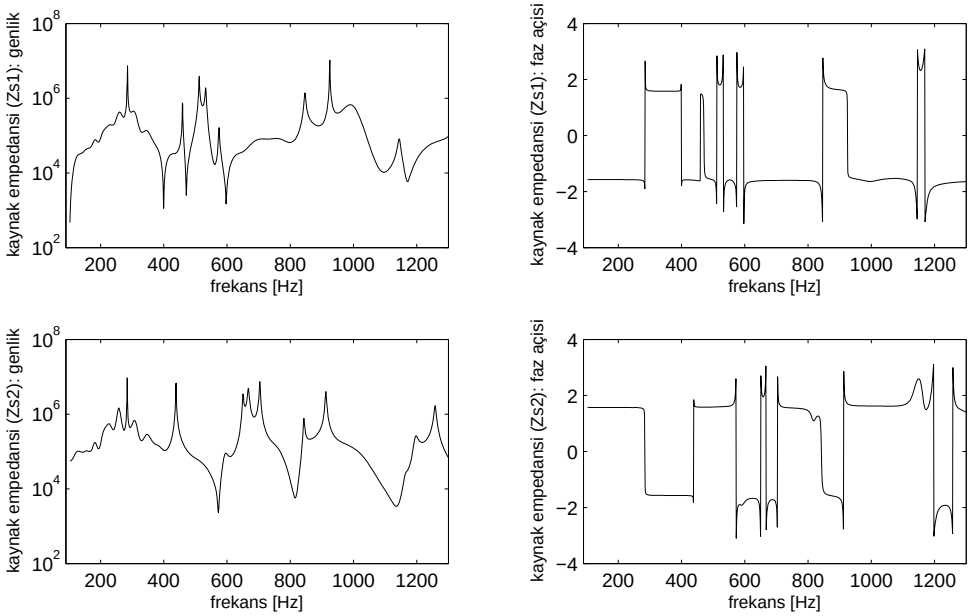

Şekil 10. Referans ses kaynağının empedansının belirlenmesinde kullanılan deneysel IL sisteminde transfer matris elemanları




Şekil 11. IL değerlerinin elde edilmesi sırasında kullanılan deney düzeneği



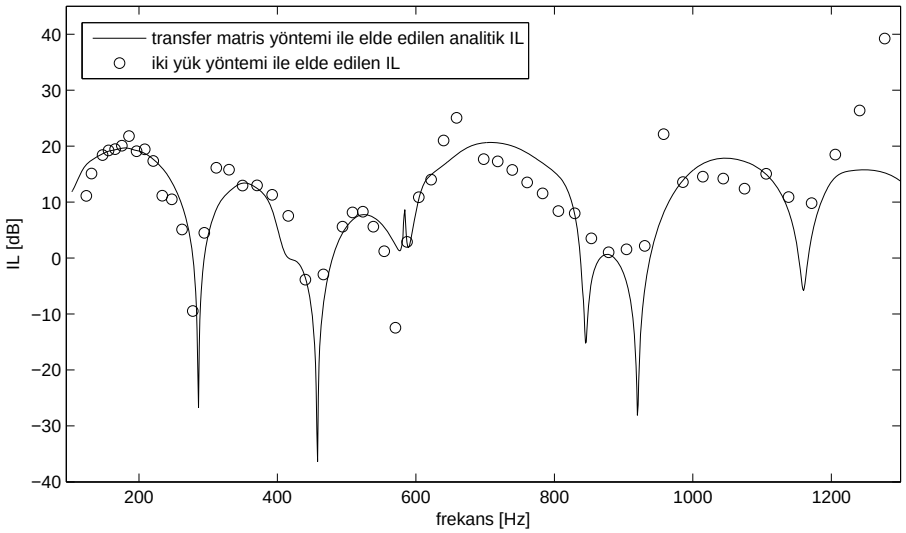

Şekil 12. Deneysel olarak elde edilen eklenti kaybı değerleri




Şekil 13. Hesaplanan kaynak empedansları genliği ve faz açısı

Şekil 4'de görülen genişleme odası için, iki yük yöntemi ile elde edilmiş deneysel transfer matris elemanları ve kaynak empedansları kullanılarak eklenti kaybı değerleri hesaplanmış ve analitik transfer matrisi yöntemi, ile elde edilen eklenti kaybı değerleri ile Şekil 14'de karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre kaynak

empedansının ve iki yük yöntemi ile elde edilen transfer matrislerinin özellikle düşük frekans bölgesinde yeterli doğrulukta elde edilebildiği gösterilmiştir.




Şekil 14. Transfer matris yöntemi ile elde edilen analitik ve deneysel eklenti kaybı

## 4. SONUÇ

Bu çalışmada, susturucuya sahip boru sistemlerinde susturucuların akustik performansını belirleyen parametreler çeşitli analitik ve deneysel yöntemlerle elde edilmiştir. Gürültü azaltımı (NR) dalga yansıma ve iletim denklemleri ile deneysel ve analitik olarak, ayrıca transfer matris yöntemi ile sadece analitik olarak başarı ile elde edilebilmiştir. Bir diğer parametre, geçiş kaybı (TL) ise transfer matris yöntemi ile analitik olarak hesaplanmış, ayrıca transfer matris yönteminin deneysel uygulamalarından biri olan iki yük yöntemi ile deneysel olarak uyumlu bir şekilde elde edilmiştir. Son olarak eklenti kaybı (IL) üzerine çalışmalar yapılmış ve yine başarılı bir şekilde hem deneysel hem de analitik sonuçlar elde edilmiştir. IL hesaplamalarda ihtiyaç duyulan kaynak empedansları da yine bu çalışma içinde kurulan basit bir sistem ile elde edilerek daha karmaşık sistemler için referans ses kaynağı olarak kullanıma hazır hale gelmiştir. IL değerleri ile transfer matris yöntemi kullanılarak kaynak empedansı elde edilmiştir.

## 5. SEMBOLLER VE KISALTMALAR

| Sembol | Açıklama |
|---|---|
| $L_{p1}$ | Giriş borusu maksimum basınç seviyesi |
| $L_{p2}$ | Çıkış borusu maksimum basınç seviyesi |
| $L_{o1}$ | Yalnızca giriş borusu takılı iken bağıl konumdan ölçülen basınç seviyesi |
| $L_{o2}$ | Yalnızca giriş borusu takılı iken bağıl konumdan ölçülen basınç seviyesi |
| $W_i$ | Giriş borusundaki ses gücü |
| $W_o$ | Çıkış borusundaki ses gücü |
| c | Ses hızı |
| D | Genişleme odasının çapı |
| I | Giriş borusu gelen dalga |
| R | Giriş borusunda yansıyan dalga |
| F | Genişleme odası gelen dalga |
| G | Genişleme odasında yansıyan dalga |
| K | Çıkış borusu gelen dalga |
| M | Çıkış borusunda yansıyan dalga |
| S | Boru kesit alanı |
| T | Susturucunun transfer matrisi |
| D | Çıkış borusunun transfer matrisi |
| $Z_T$ | Yayınım empedansı |
| l | Uzunluk |
| $k_0$ | Dalga sayısı |
| $r_0$ | Çıkış borusunun yarıçapı |

## 6. KAYNAKLAR

1. Munjal M. L., Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons, 1987

2. Ver I. L., Beranek L. L., Noise and Vibration Control Engineering, Second Edition, John Wiley and Sons Inc., New Jersey, 2006.

3. Tao Z., ve Seybert A. F., “A Review of Current Techniques for Measuring Muffler Transmission Loss”, Society of Automotive Engineers (SAE), 2003-01-1653, 2003.

# ELEKTRİK MOTORU İLE TAHRİK EDİLEN DÖRT ÇUBUK MEKANİZMASININ HESAPLAMALI TORK KONTROLÜ

Ahmet DUMLU, Ömer GÜNDOĞDU*, Köksal ERENTÜRK

Atatürk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Elektrik Elektronik Müh. Bölümü 25240, ERZURUM
*Atatürk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 25240, ERZURUM

ahmetdumlu@atauni.edu.tr, omergun@atauni.edu.tr, keren@atauni.edu.tr

## ÖZET

Dört-çubuk mekanizması için yapılan birçok analizde mekanizmanın krank kolunun her zaman sabit bir açısal hızla döndüğü kabul edilmektedir. Fakat mekanizma bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmesi durumunda bu kabul geçerliliğini yitirmektedir. Bu çalışmada öncelikle motor-mekanizma sisteminin bütün olarak matematiksel modeli oluşturulup hareket denklemleri çıkartılmış ve DC motor için verilen sabit bir gerilim durumda krank açısal hızında meydana gelen değişimler incelenmiştir. Ardından krank kolunda meydana gelen açısal hız değişimlerinin üstesinden gelebilmek için model tabanlı hesaplamalı tork kontrolü (Computed Torque control) tasarlanmıştır. Hesaplamalı tork kontrol yöntemiyle elde edilen sonuçlara göre çıkış eğrisinin yükselme zamanı, hız dalgalanmaları ve aşım değerlerinde oldukça iyi olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Hesaplamalı tork kontrol, Dört-çubuk mekanizması, Motor kontrol

# COMPUTED TORQUE CONTROL OF AN ELECTRİC MOTOR DRİVEN FOUR-BAR LINKAGE MECHANISM

## ABSTRACT

Despite the basic assumption that the angular velocity of the crank is constant in much mechanism analysis, this may not be validated when the mechanism is connected to an electric motor. In this paper, a complete mathematical model for a motor-mechanism system is first developed and numerically simulated to demonstrate the crank angular speed fluctuations for the case of a constant voltage supply. Then, a computed torque controller is designed to regulate the crank angular speed of the mechanism. The results obtained from the computed torque controller are superior in the rise time, speed fluctuations, and percent overshoot.

**Keywords:** Computed torque control, Four-bar mechanism, Motor control

## 1. GİRİŞ

Dört-çubuk mekanizmaları endüstride geniş bir uygulama alanında kullanılması nedeniyle bu mekanizmalar üzerine yapılan analiz, sentez ve kontrol yöntemleri bilimsel literatürde oldukça geniş bir araştırma konusu olmuştur. Bir elektriksel motor ile tahrik edilen dört-çubuk mekanizmasında mekanizmaya ait tahrik uzvu elektriksel motora dönel bir mafsal yardımıyla bağlanmaktadır. Bu nedenle bu tip mekanizma yapılarına motor-mekanizma bağlaşım sistem adı verilmektedir. Öte yandan bu tip mekanizmalar için yapılan analiz ve sentez işlemlerinde, mekanizmanın krank kolunun (tahrik uzvunun) her zaman sabit bir açısal hızla döndüğü kabul edilmektedir. Fakat mekanizma dişli kutusu ile birlikte bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmesi durumunda sabit bir açısal hız elde edilmesi oldukça zor olmaktadır. Çünkü mekanizmanın çalışması sırasında mekanizma ataletinde oluşan zamana bağlı değişimler motor miline periyodik olarak değişen bir dış yük gibi etki etmekte ve motor momentindeki değişimler krankın açısal hızında da değişimlere sebep olmaktadır [1]. İstenmeyen bu açıal hız değişimlerinin üstesinden gelebilmenin bir

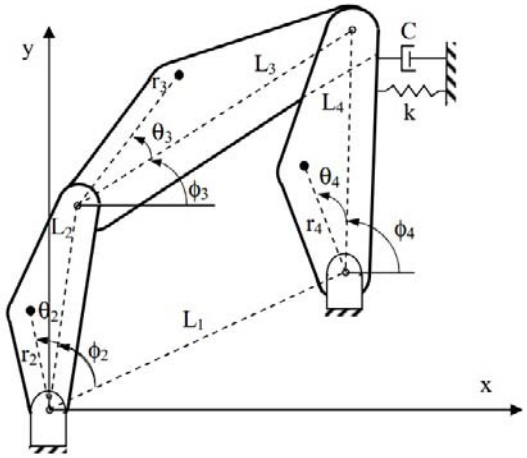
yolu kullanılan elektrik motorlarının hız kontrolünü istenilen performansta gerçekleştirebilmektir. Bu sebeple dört-çubuk mekanizmasının hız kontrolü ile ilgili olarak literatürde birçok çalışmaya rastlanmaktadır. Tao ve Sadler dört bar dört-çubuk mekanizmasının krank kolunu sabit bir hızda tahrik edebilmek için PID denetleyicilerinden yararlanmışlardır. [1]. Gündoğdu ve Erentürk ise yaptıkları çalışmalarında dört-çubuk mekanizmasının hız kontrolünde PID kontrolör yerine modern kontrol tekniklerinden biri olan bulanık mantık metodu kullanmışlardır [2]. Fung (*et al)* mekanizmanın tahriki için kullandıkları fırçasız DC servo motorun hız kontrolünü yapay sinir ağı kontrolünden yararlanarak gerçekleştirmişlerdir [3]. Lin ve Chen ise mekanizmanın hız kontörlü için model tabanlı adaptif kontrol kullanmışlardır [4]. Şefkat ve Telli ise mekanizmanın hız kontrolü için kayan kip hız kontrolünden yararlanmışlardır [5].

Bu çalışmada dört-çubuk mekanizmasının bir elektriksel motor tarafından tahrik edilmesi durumunda krank kolunda meydana gelen açısal hız değişimlerinin üstesinden gelebilmek için model tabanlı hesaplamalı tork kontrol (Computed Torque control) yönteminden yararlanılmıştır. Model tabanlı hesaplamalı tork kontrol tekniği özellikle robot kontrolünde sıklıkla kullanılmakta olup önceden tanımlanan belirli yörüngeler için mekanizmanın konum ve hız hatalarını en aza indirgemektedir. Bu nedenle bu çalışmada öncelikle motor-mekanizma sisteminin bütün olarak matematiksel modeli Lagrange tekniği kullanılarak çıkartılmıştır. Daha sonra sistemin hız kontrolü, tüm modeli göz önüne alan model tabanlı hesaplamalı tork kontrol tekniği kullanılarak yapılmış ve benzetim sonuçları grafiksel olarak gösteriletek model tabanlı hesaplamalı tork kontrol performansı irdelenmiştir.

## 2. MATEMATİKSEL MODELLEME

### 2.1. Dört-çubuk mekanizması için matematiksel modelleme

Dört çubuk mekanizmasının genelleştirilmiş yapısı şekil-1 de gösterilmiştir. Her bir çubuğun ağırlık merkezisi koyu dairelerle belirtilmiştir olup *i.* inci çubuğun ağırlık merkezinin konumu $r_i$ ve $\theta_i$ açısı ile tanımlanmaktadır. Her bir çubuğun kütlesi $m_i$, kütlesel atalet momenti $J_i$ ve boyu ise $L_i$ ile tanımlanmaktadır.




Şekil 1. Dört çubuk mekanizmasının şematik gösterimi

Dört çubuk mekanizmasının genelleştirilmiş yapısında çıkış uzvuna etki eden dış kuvvetler ise *k* ve *C* sabitleri temsil etmek üzere sırasıyla burulma yayı ve burulma sönümleyici ile tanımlanmaktadır. Mekanizmanın hareket denklemini tanımlamak için denklem 1 ile tanımlanan Lagrange fonksiyonundan yararlanılmaktadır.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\phi}_2}\right) - \frac{\partial K}{\partial \phi_2} + \frac{\partial P}{\partial \phi_2} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\phi}_2} = T \qquad (1)$$

Denklem 1 de tanımlanan *K*, *P*, *D* ve *T* ifadeleri sırasıyla kinetik enerji, potansiyel enerji, kayıp fonksiyonu ve kranka verilen dış giriş momentini temsil etmektedir. Denklemde tanımlanan $\emptyset_2$ krank açısı ise bağ hareketini tanımlayan genelleştirilmiş koordinatı temsil etmektedir.

Mekanizmanın toplam kinetik enerjisi;

$$K = \sum_{i=2}^{4}\left(\frac{1}{2}\left(V_{ix}^2 + V_{iy}^2\right) + \frac{1}{2}J_i\dot{\emptyset}_i^2\right) \qquad (2)$$

ile tanımlanmakta olup eşitlikte yer alan $\dot{\emptyset}_i$ *i* inci çubuğun açısal hızını ve $V_{ix}$ ve $V_{iy}$ *i* inci çubuğun kütle merkezi hızının *x* ve *y* bileşenlerini temsil etmektedir. Dört çubuk mekanizmasının kinematik analizinde kullanılan kapalı döngü vektörel eşitlikler yardımıyla üçüncü ve dördüncü bağların $\dot{\emptyset}_3$

ve $\dot{\emptyset}_4$ açısal hızları ikinci bağın $\dot{\emptyset}_2$ açısal hızı ile tanımlanabilmektedir. Böylece $V_{ix}$ ve $V_{iy}$ hız bileşenleri $\dot{\emptyset}_2$ açısal hızına bağlı olarak denklem 3 ile ifade edilebilmektedir.

$$\begin{aligned} V_{ix} &= \alpha_i \dot{\emptyset}_2 \qquad i = 2,3,4 \\ V_{iy} &= \beta_i \dot{\emptyset}_2 \qquad i = 2,3,4 \\ \dot{\emptyset}_i &= \gamma_i \dot{\emptyset}_2 \qquad i = 2,3,4 \end{aligned} \tag{3}$$

Denklem 3 ile tanımlanan eşitlikler denklem 2 de yerine yazıldığında;

$$A(\emptyset_2) = \sum_{i=2}^{4} (m_i(\alpha_i^2 + \beta_i^2) + J_i \gamma_i^2) \tag{4}$$

olmak üzere kinetik enerji ifadesi denklem 5 ile ifade edilebilmektedir.

$$K = \frac{1}{2} A(\emptyset_2) \dot{\emptyset}_2^2 \tag{5}$$

Dört çubuk mekanizmasının potansiyel enerjisi denklem 6 ile tanımlanmaktadır.

$$P = P_s + P_g \tag{6}$$

Denklem 6 da ifade edilen $P_s$, burulma yayında depolanan potansiyel enerjiyi, $P_g$ ise ağırlık potansiyelini temsil etmektedir. Bu enerjiler sırasıyla denklem 7 ve denklem 8 ile tanımlanmaktadır.

$$P_s = \frac{1}{2} k(\emptyset_4 - \emptyset_{4,0})^2 \tag{7}$$

$$P_g = \{m_2 r_2 \sin(\emptyset_2 + \theta_2) + m_3(L_2 \sin(\emptyset_2) + r_3 \sin(\emptyset_3 + \theta_3)) + m_4(L_1 \sin(\emptyset_1) + r_4 \sin(\emptyset_4 + 4))\} g \tag{8}$$

burada $\emptyset_3$, $\emptyset_4$, $\theta_3$ ve $\theta_4$ şekil 1 de gösterilmiş olup $g$ yerçekimi ivmesini ifade ederken, $\emptyset_{4,0}$ ifadesi burulma yayı taşıyan çıkış bağının başlangıç açısal konumunu ifade etmektedir.

Mekanizmanın kayıp fonksiyonu ise denklem 9 ile tanımlanabilmektedir.

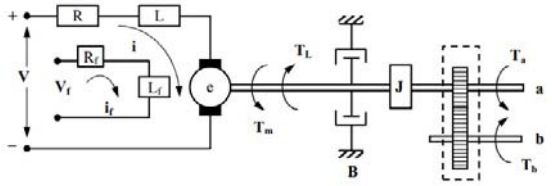
$$D = \frac{1}{2} C \dot{\emptyset}_4^2 \tag{9}$$

Denklem 5, 6 ve 9 ile tanımlanan enerji ifadelerinin denklem 3 ile birlikte göz önüne alınması ile mekanizmanın hareket denklemi denklem 10 ile elde edilmektedir.

$$A\ddot{\emptyset}_2 + \frac{1}{2}\frac{dA}{d\emptyset_2}\dot{\emptyset}_2 + k\gamma_4(\emptyset_4 - \emptyset_{4,0}) + C\gamma_4^2\dot{\emptyset}_2 = T \tag{10}$$

### 2.2. Elektrik Motoru için matematiksel modelleme

Dört çubuk mekanizmasının giriş bağına bir dişli yardımıyla bağlanmış olan DC elektrik motorunun şematik gösterimi şekil 2 deki gibidir.




Şekil 2. DC motorun şematik gösterimi

Dişlinin çevrim oranı;

$$n = \frac{T_b}{T_a} = \frac{\omega_a}{\omega_b} \tag{11}$$

olup burada $\omega_a$ ve $\omega_b$ sırasıyla $a$ ve $b$ millerinin açısal hızlarıdır. Sistemin girişi $V$ gerilimi, çıkışı ise $T_b$ torku olup bu tork denklem 1 de tanımlanan $T$ torkuna eşittir. Şekil 2 de gösterilen R, L ve i değerleri sırasıyla motora ait armatür devresinin direncini, indüktansını ve akımını temsil ederken $i_f$, $R_f$, $L_f$ değerleri ise motora ait alan akımını, direncini ve indüktansını temsil etmektedir. J rotorun atalet momenti ve B yatakların viskoz sürtünmesidir. $T_L$ ise fırça sürtünmesi, dişli sürtünmesi veya kuru yatak sürtünmesinden dolayı oluşan sabit mekanik yükleri temsil etmektedir.

DC motora ait çıkış tork ifadesini tanımlamak için ilk armatür devresine Kirchoff'un gerilim kanununun uygulanmakta ve denklem 12 elde edilmektedir.

$$V = Ri(t) + L\frac{di(t)}{dt} + e \tag{12}$$

Burada $e$ motorda üretilen zıt elektromotor kuvvettir. Diğer taraftan rotor ve rüdüktör üzerinde moment denge denklemi ise denklem 13 ile ifade edilmektedir.

$$T_b = n(T_m - T_L - B\omega_a - J\dot{\omega}_a) \tag{13}$$

Denklem 13 de ifade edilen $T_m$ momenti, manyetik motor momentini ve $n$ ise denklem 11 ile tanımlanan dişli oranını temsil

etmektedir. Verilen sabit bir alan akımı $i_f$' ye karşın manyetik motor moment ifadesi ve motorda üretilen zıt elektromotor kuvvet ifadesi sırasıyla denklem 14 ve 15 ile tanımlanmaktadır.

$$T_m = K_m i(t) \quad (14)$$

$$e = K_g \omega_a \quad (15)$$

Burada tanımlanan $K_m$ ve $K_g$ sırasıyla motor momenti ve motor gerilimi için sabitleridir. Mekanizmanın giriş krankını $b$ mili tahrik ettiğinden dişli çevrim oranı denklemi kullanılarak denklem 16 ilişkisi kurulabilmektedir.

$$\omega_a = n\omega_b = n\dot{\emptyset}_2 \quad (16)$$

Denklem 14-16 ile tanımlana eşitlikler denklem 12 ve 13 de yerine yazılır ise motorun elektrik ve mekanik modelleri sırasıyla denklem 17 ve 18 ile ifade edilmektedir.

$$\frac{di(t)}{dt} = \frac{1}{L}(V - Ri(t) - nK_g\dot{\emptyset}_2) \quad (17)$$

$$T = nK_m i(t) - nT_L - n^2 B\dot{\emptyset}_2 - n^2 J\ddot{\emptyset}_2 \quad (18)$$

### 2.3. Motor-mekanizma bağlaşım sistemi için matematiksel modelleme

Dört çubuk mekanizmasının hareketini temsil eden (10) nolu ifade ile elektrik motoru için yazılan (18) nolu ifadenin birlikte değerlendirilmesiyle motor-mekanizma bağlaşım sisteminin hareket denklemi denklem 19 ile tanımlanmaktadır.

$$A\ddot{\emptyset}_2 + \frac{1}{2}\frac{dA}{d\emptyset_2}\dot{\emptyset}_2 + k\gamma_4(\emptyset_4 - \emptyset_{4,0}) + C\gamma_4^2\dot{\emptyset}_2 + nT_L + n^2 B\dot{\emptyset}_2 + n^2 J\ddot{\emptyset}_2 = nK_m i(t) = T \quad (19)$$

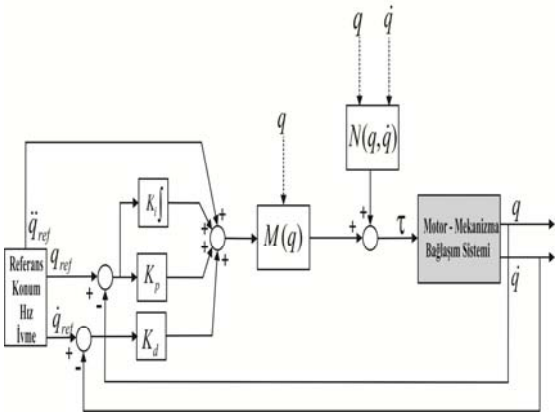
Denklem 19 standart formda denklem 20 ile gösterilebilmektedir.

$$T = M(q)\ddot{q} + N(q,\dot{q}) + \tau_d \quad (20)$$

Denklemde tanımlanan $q$ ifadesi $\emptyset_2$ krank açısı olup bağ hareketini tanımlayan genelleştirilmiş koordinatı temsil ederken $M(q)$ kütle matrisini, $N(q,\dot{q})$ ise merkezkaç, coriolis ve yerçekimi terimlerinin toplamını gösteren doğrusal olmayan matrisi temsil etmektedir. Ayrıca denklem de yer alan $\tau_d$ ifadesi ise motor-mekanizma bağlaşım sistemine ait bozucu ve sürtünme ile ilgili bileşenleri ifade etmektedir.

## 3. HESAPLAMALI TORK KONTROLÜ (COMPUTED TORQUE CONTROL)

Motor-mekanizma bağlaşım sistemi için gerçekleştirilen hesaplamalı tork kontrol metodunun şematik gösterimi şekil 3 de gösterilmektedir. Hesaplamalı tork kontrol metodu, istenilen açısal konum ve hız performansını sağlayabilmek için mekanizmasının hareket denklemi kullanmakta ve böylece gerekli olan DC motorun çıkış torkunu belirleyebilmektedir. Şekil 3 gösterilen blok diyagramlar kullanılarak hesaplamalı tork kontrol kuralı aşağıdaki adımlar ile tanımlanmaktadır [6].




Şekil 3 Hesaplamalı tork kontrol metodunun şematik gösterimi

İstenilen performansta krankın açısal konumu $(q_{ref})$ ile çıkışta elde edilen krank açısal konumu $(q)$ arasındaki hata değeri izleme (tracking) hatası olarak ifade edilmekte olup bu hata değeri denklem 21 ile tanımlanmaktadır.

$$e(t) = q_{ref}(t) - q(t) \quad (21)$$

Giriş torkunun $(T)$ izleme hatası üzerindeki etkisini belirleyebilmek için denklem 21' in iki kez türevi alınmaktadır.

$$\dot{e}(t) = \dot{q}_{ref}(t) - \dot{q}(t), \quad \ddot{e}(t) = \ddot{q}_{ref}(t) - \ddot{q}(t) \quad (22)$$

$\ddot{q}$ terimi denklem 20 den çekilip denklem 22 de yerine yazıldığında, hatanın ikinci dereceden türev ifadesi denklem 23 ile ifade edilmektedir.

$$\ddot{e}(t) = \ddot{q}_{ref}(t) + M^T(q)\{N(q,\dot{q}) + \tau_d - \tau\} \quad (23)$$

Şekil 3 deki blok diyagramlar kullanılarak kontrolör giriş fonksiyonu, *u(t)*, ve istenmeyen bozucu fonksiyon, *w(t)* aşağıdaki gibi tanımlanabilmektedir.

$$u(t) = \ddot{q}_{ref}(t) + M^{-1}(q)\{N(q,\dot{q}) - \tau\}$$
$$w(t) = M^{-1}(q)\tau_d \quad (24)$$

Bu durumda kontrolör giriş fonksiyonu kullanılarak hesaplamalı tork kontrol kuralı denklem 25 ile ifade edilmektedir.

$$\tau = M(q)\left\{\ddot{q}_{ref}(t) - u(t))\right\} + N(q,\dot{q}) + \tau_d \quad (25)$$

Eğer *u(t)* kontrol sinyali denklem 26 ile tanımlanan PID kontrolör ise bu durumda mekanizma için DC motorun çıkış torku denklem 27 ile belirlenebilmektedir.

$$u(t) = -K_P e(t) - K_I \int e(t)dt - K_d(\frac{de(t)}{dt}) \quad (26)$$

$$\tau = M(q)\left\{\ddot{q}_{ref}(t) + K_P e(t) + K_I \int e(t)dt + K_d(\frac{de(t)}{dt})\right\} + N(q,\dot{q}) + \tau_d \quad (27)$$

Kontrolör parametreleri ($K_p$, $K_i$, $K_d$) uygun değerde seçilerek izleme hatası en aza indirgenebilmekte ve aynı zamanda sabit bir açısal hızla krank kolu tahrik edebilmektedir.

## 4. SİMULASYON SONUÇLARI

Motor mekanizma bağlaşım sisteminin hız kontrolünü hesaplamalı tork kontrolü ile gerçekleştirmek için Matlab simulink programından yararlanılmış olup motor-mekanizma bağlaşım sistemine ait parametre değerleri tablo 1 ve tablo 2 de sunulmuştur. Motor-mekanizma bağlaşım sistemine ait doğrusal olmayan denklem takımlarının çözümü için 5. mertebede Runge-Kutta metodundan yararlanılmış olup başlangıç şartları sıfır alınmıştır. Ayrıca analizi basitleştirmek için yay sabiti *k* ve sönümleme katsayısı *C* sıfır olarak seçilmiştir.

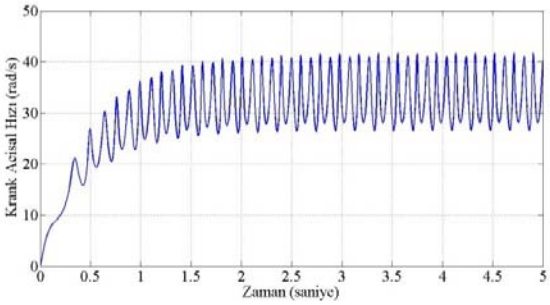
Tablo 1 Dört çubuk mekanizmasına ait parametreler

| Parametreler | Çubuk 1 | Çubuk 2 | Çubuk 3 | Çubuk 4 |
|---|---|---|---|---|
| ***L (m)*** | 0.5593 | 0.102 | 0.610 | 0.406 |
| ***r (m)*** | | 0.0 | 0.305 | 0.203 |
| ***m (kg)*** | | 1.362 | 1.362 | 0.2041 |
| ***J (kgm$^2$)*** | | 0.0007 | 0.0173 | 0.0051 |
| ***θ (rad)*** | | 0.0 | 0.0 | 0.0 |

Tablo 2 DC motora ait parametreler

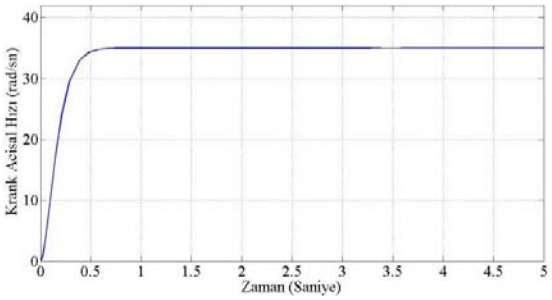
| R(Ω) | L(H) | $K_m$(Nm/a) | $K_g$(Vs) | J(Kgm$^2$) | $T_L$(Nm) | B (Nms) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0.4 | 0.050 | 0.678 | 0.678 | 0.056 | 0.00 | 0.226 |

Motor-mekanizma bağlaşım sistemine ait açık döngü basamak cevabın benzetim sonucu şekil 4 de çizdirilmiştir.




Şekil 4 Motor-mekanizma bağlaşım sisteminin açık döngü cevap eğrisi

Şekil 4 de görüldüğü üzere dört çubuk mekanizmasının tahriki için ani bir tork uygulandığında mekanizma ataletinde oluşan zamana bağlı değişimler motor miline periyodik olarak değişen bir dış yük gibi etki etmekte ve motor momentindeki değişimler krankın açısal hızında da değişimlere sebep olmaktadır. İstenmeyen bu açıal hız değişimlerinin üstesinden gelebilmek ve hesaplamalı tork kontrol metodunun etkisini belirleyebilmek için şekil 3 dikkate alınarak bir Matlab Simulink modeli geliştirilmiştir. Sisteme ait Simulink modeli kullanılarak açısal hız değişiminin zaman göre değişim eğrisi şekil 5 deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 5 Motor-mekanizma bağlaşım sisteminin hesaplamalı tork kontrolü ile cevap eğrisi

Şekil 5 de görüldüğü gibi hesaplamalı tork kontrolü krankın açısal hızındaki değişimleri yok etmiş ve kısa bir zamanda istenen krank açısal hızına ulaşılmıştır.

## 5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, DC motor tahrikli dört-çubuk mekanizmasının giriş mili hızının kontrolü için hesaplamalı tork kontrol yönteminden yararlanılmıştır. Açık döngü sistem cevabı ile hesaplamalı tork kontrol konfigürasyonları için benzetim sonuçları grafiklerle gösterilmiştir. Benzetim sonucuna göre, sözü edilen motor-mekanizma sistemi için hesaplamalı tork kontrolünün başarım ölçütü olarak ele alınan kalıcı durumda hız düzgünsüzlükleri, kalıcı durum hatası, maksimum aşma ve yükselme zamanı açısından oldukça etkin olduğunu göstermiştir. Motor mekanizma bağlaşım sisteminin hareket denklemini kullanan hesaplamalı tork kontrol yönteminin tek dezavantajı, gerçek zamanlı uygulamalarda karşımıza çıkan doğrusal olmayan denklem takımlarının çözüm sürelerinin uzun olmasıdır. Ancak günümüzde kullanılan bilgisayarlar yüksek hızda hesaplama yapabildiklerinden bu problem ortadan kaldırılabilmektedir.

## 5. KAYNAKLAR

1. Tao, J. and Sadler, J. P., “Constant speed control of a motor driven mechanism system”, Mechanism and Machine Theory, 30, s.737-748, 1994.

2. Gündoğdu, Ö. and Erentürk, K., “Fuzzy control of a dc motor driven four-bar mechanism”, Mechatronics, 15(4), s. 423-438 2005.

3. Fung RF, Lin FJ, Wai RJ and Lu PY., “Fuzzy neural networkcontrol of a motor-quick-return servomechanism”, Mechatronics, 10, s.145-167 2000.

4. Lin M-C, Chen J-S., “Experiments towards MRAC design for linkage system”, Mechatronics, 6 s.933–953 1996.

5. Şefkat G., ve Telli S., “Elektrik motoru ile tahrik edilen dört-çubuk mekanizmasının kayan kip hız kontrolü”, Uludağ Üni. Müh. Mimar. Fak. Dergisi., Cilt 13, Sayı 2, S. 15-26, 2008.

6. F. Lewis, C. Abdallah and D. Dawson, “Control of Robot Manipulators,” *MacMillan Publishing Company*, pp. 125–130, 1993.

# MODÜLER YENİDEN YAPILANDIRILABİLİR ROBOT MODÜLÜ: OMNIMO

**Ali KILIÇ, Sadettin KAPUCU**

Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü 27310, Şehitkâmil/Gaziantep

akilic@gantep.edu.tr, kapucu@gantep.edu.tr

## ÖZET

Yeniden yapılandırılabilir modüler robotik sistemler son yıllarda dünya literatüründe üzerinde yoğun olarak çalışılan çok cazip bir alan haline gelmiştir. Bu devrimci yaklaşım sayesinde, herhangi bir robot, çoklu, türdeş veya çok türel modüller ile inşa edilebilmektedir. Bu modüller belirli bir robot konfigürasyonunu oluşturmak için daha önceden tasarlanan kenetlenme noktalarından birleşir ve istenen yapıyı oluşturur. Her bir modül istenilen görevleri yerine getirmek ve gerekli konfigürasyonları oluşturabilmek için, tahrik, kenetlenme ve algılama mekanizmaları ile ayrıca bir kontrol ünitesinden oluşurlar. Modüler robotik sistemlerde, robotun mekanik yapısı iki görev arasında dinamik olarak değiştirilebilir. Bu özellik birçok görevin veya uygulamanın tek bir robot ile yapılabilmesine ve ayrıca robot üzerinde test, analiz ve yeni fikirlerin denenmesine imkân vermektedir. Bu çalışmada farklı türlerde hareketli (mobil) robotlar ile endüstride yoğun olarak kullanılan robot mimarilerini oluşturabilecek özgün bir yeniden yapılandırılabilir robot modülünün ön tanıtımı yapılacak ve elde edilen edinimler sunulacaktır.

**Anahtar Kelimeler:** Modüler Robotlar, Yeniden Yapılandırabilir Robotlar

# MODULAR RECONFIGURABLE ROBOT MODULE: OMNIMO

## ABSTRACT

In robotics area reconfigurable modular robotics has become an attractive field of research in recent years. In this revolutionary approach, a robot can be constructed of multiple homogeneous or heterogeneous modules. These modules are connected together at specific docking points in order to create a specific shape. The elements typically contain a control unit, sensing elements, actuation and clamping mechanisms for performing the desired tasks. Furthermore, Mechanical structure of robot can be changed dynamically between two tasks. This feature allows us to execute many applications and various tasks with only one robot and also tests, analyzes, new ideas can be tested on the various robot types. In this study, new kind of modular reconfigurable robot module, which can build not only all kinds of robot manipulators heavily used in industry but also mobile robots, will be introduced and preliminary achievement will be given.

**Keywords:** Modular Robots, Reconfigurable Robots

## 1. GİRİŞ

Modüler Kendini Yeniden yapılandırılabilir (MKY) robotlar otonom, değişken biçimli kinematik makineler olarak tanımlanmaktadır. Modüler yeniden yapılandırılabilir robotlar bir robot türü olarak genellikle çok sayıda birbirinin aynısı robot modülünün bir araya gelmesiyle oluşurlar. Bu modüller belirli bir robot konfigürasyonunu oluşturmak için daha önceden tasarlanan kenetlenme noktalarından birleşir ve istenen yapıyı oluştururlar. Yeniden yapılandırılabilir robotlar göreve veya duruma uygun olarak kendi şeklini değiştirebilir. Başka bir deyişle robotun mekanik yapısı iki görev arasında dinamik olarak değiştirilebilir. Bu özellik birçok görevin veya uygulamanın tek bir robot ile yapılabilmesine imkân vermektedir. Ayrıca Yeniden Yapılandırılabilir Robotların diğer geleneksel robotlara göre çeşitli avantajları vardır.

Bunları sıralamak gerekirse;

- Yeniden Yapılandırılabilir Robotlar gerektiği zaman konfigürasyonunu değiştirerek her türlü yeni göreve adapte edilebilir.

- Modüler Yeniden Yapılandırılabilir Robotlar modüllerden oluştuğundan dolayı fazladan serbestlik derecesine ve tahrik elemanına sahiptirler. Bu sebepten modüler robotik sistemler daha gürbüzdür. Başka bir deyişle görevini yerine getirirken karşılaşılabilinecek hasarları telafi edebilecek mimariye sahiptir

- Değişik boyutlara ve tasarımlara sahip farklı elemanlar üretmek yerine, modüler robotik sistemlerde seri üretimle aynı parçadan birden çok üretmek toplam robot maliyetini düşürecektir.

Yeniden yapılandırılabilir robotlar diğer bütün robotlara benzeşebilecek yetiye sahip evrensel bir robot olarak düşünülebilir. Bu robotların bu yetiye sahip olmasının başlıca nedenleri şunlardır.

- Bu robotların modüllerden meydana geliyor olması

- Robotun içerisinde fazladan istenildiği zaman aktif veya pasif hale getirilebilecek serbestlik derecelerinin bulunması

- Bu modüllerin birbirleriyle farklı noktalardan kenetlenerek iki veya üç boyutlu geometrileri oluşturabilecek yetenekte olması

Ayrıca şu ana kadar daha çok mobil robot robotlar için geliştirilen modüler robotik sistem yaklaşımının endüstriyel robotlar içinde uygun olduğu görülmektedir. Geleneksel olarak, robotlar belirli ve özel uygulamalar için geliştirilmiştir. Aslında görevin iyi tanımlanmış ve kısıtlanmış olduğu endüstriyel uygulamalarda geleneksel robotlar yeterli ve pratiktir. Fakat robotlara, araştırma geliştirme uygulamaları, arama kurtarma uygulamaları, uzay araştırmaları ve askeri uygulamalar gibi öngörülemeyen ve değişen çevre koşullarında da ihtiyaç vardır. Ayrıca yakın gelecekte üretim maliyetlerinin düşmesi ve yeni üretim yöntemlerinin ortaya çıkmasıyla birlikte yeniden yapılandırılabilir robot modüllerinden oluşan esnek üretime izin veren fabrikaların kurulabileceği de şimdiden öngörülebilir. Teorik olarak geleneksel robotlar yeni görevler de yeniden programlama için esnektir. Ancak, her bir robot mimarisinin yalnızca sınırlı sayıda yapabileceği uygulama vardır. Örneğin, hassas hareket ve montaj için tasarlanan bir manipülatör, bozuk bir arazide hareketli olarak yük taşımak için uygun ve yetenekli değildir. Bu sorunun çözümü ise, içinde fazladan hareket kabiliyeti barındıran, kendi başına otonom, kolayca yeni modül eklenip çıkartılabilir, modüler yeniden yapılandırılabilinen robot modüllerine sahip robotlar oluşturmaktır. Robot elemanının modüler ve yeniden yapılandırmaya uygun olması sayesinde değişik ve yapısal olarak farklı görevler için istenilen göreve uygun robot konfigürasyonu oluşturabilinir. Örnek vermek gerekirse bir yeniden yapılandırılabilir robot dar bir borunun içinde yol almak için bir yılan konfigürasyonunda, engebeli bir arazide yol almak için örümcek konfigürasyonunda, düz bir zeminde yol almak için tekerlekli bir araba konfigürasyonunda, ve de ayrıca bir duvar, barınak veya mobilya konfigürasyonunu oluşturabilir ve bu amaçlar içinde kullanılabilir.

Uluslararası platformda robotlar alanında yapılan çalışmalar içinde modüler yeniden yapılandırılabilir robotik sistemlere olan ilginin her geçen gün artmasının sebebi de geleceğin robotlarının akıllı, fonksiyonel ve değişen şartlara karşı, kendini adapte edebilen robotlar olacağı gerçeğinin bu günden kabullenilmiş olmasıdır.

Bu güne kadar yapılan çalışmalar ve üretilen prototipler incelendiğinde modüler yeniden yapılandırılabilir robotları mimari açıdan dört gurupta incelenebilir.

- Kafes mimari: Bu mimariye sahip MKY robotlar adından da anlaşılacağı gibi birbirleriyle bir kafes oluşturacak biçimde birleşen başka bir deyişle birbirleriyle küp veya hexagon benzeri iki veya üç boyutlu geometrik şekilleri oluşturabilen, kendi başlarına hareket etme kabiliyetleri düşük ama şekil değiştirme yetenekleri yüksek robotlardır.

- Zincir mimari: Bu mimariye sahip MKY robotlar birbirleriyle bir ip veya ağaç benzeri bir şekil oluşturacak biçimde bağlanabilecek mimariye sahip robotlardır. Bu mimariye sahip robotların hareket kabiliyetleri yüksek olmakla birlikte şekil değiştirme yetenekleri düşüktür.

- Mobil mimari: Bu mimariye sahip MKY robotlar kendi başlarına mobil hareket kabiliyetleri yüksek olan robotlardır. Tekerlekli sürü robotlar bu sınıfa sokulabilir.

- Melez mimari: Bu mimariye sahip MKY robotlar diğer bütün mimarilerin avantajlarını kullanan mimariye sahiptir. Bu mimariye sahip robotlar kendi başlarına hareket kabiliyetine sahip olmalarının yanı sıra kafes mimarisini ve zincir mimarisini de gerçekleyebilirler.

Modüler robotik alanı Toshio Fukada ve arkadaşlarının 1988 yılında IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA) adlı konferansta Dinamik Yeniden Yapılandırılabilir Robotik Sistem (Dynamic Reconfigurable Robotic System) [1] isimli çalışmalarını sunmaları ile başlamıştır. Bu çalışmada Fukuda ve Nakagawa farklı görevler için modüllerden oluşan bir robotic system öngörüsünde bulunmuşlardır. Fukuda ve arkadaşları bu konuyu IEEE International Workshop on Intelligient Robots isimli konferansta ikinci bir yayınla tekrar ele almışlar ve cellular robot (CEBOT) isimli robotik modüllerini tanıtmışlardır. CEBOT hücreli robot manasına gelmekte olup ilk modüler yeniden yapılandırılabilir robot modülü prototipidir. CEBOT üzerinde ultrasonik ve kızılötesi algılayıcılar barındıran tekerlekli bir modüler modüldür. Ayrıca modüller, iki modülün birbirleriyle kenetlenmesine imkân veren aktif kenetlenme mekanizmasına sahiptir ancak bu işlemi otonom olarak yapamamaktadırlar.

Bundan bir sonraki çalışma 1993 yılında Mark Yim tarafından Stanford üniversitesinde yapılmıştır. PolyPod [2] ismindeki modüler robot iki adet Parça (Segment) ve düğüm (node) adlı modülden oluşmaktaydı. Parça isimli modül iki serbestlik derecesine sahip 10 çubuk mekanizmasından oluşan bir yapıdayken düğüm ise rijid, üzerinde parçalarla bağlanmaya elverişli tasarıma sahip bir küptü. PolyPod dinamik olarak yeniden yapılandırılabilir yapıdayken kendi başına şekil değiştirebilen otonom bir yapıda değildi. PolyPod zincir mimarisine sahip ama homojen olmayan bir tasarıma sahip modüler yeniden yapılandırılabilir bir robottu.

Daha sonra Satoshi Murata ve arkadaşları 1993 yılında Japonya Tsukaba da Ulusal İleri Bilim ve Teknoloji Enstitüsünde, Fracta[3] isimli robotu ve peşinden Gregory Chirikjian Mryland Baltimoredaki John Hopkins Üniversitesinde, Metamorphic isimli MKY robotlar inşa etmişlerdir. Bu iki robotta iki boyutta şekillerini değiştirebilecek yetenektedirler. Diğer modüllerle kenetlenmeyi Fracta elektromıknatıslarla gerçekleştirirken Metamorphic robot mekanik olarak kenetleniyordu. Bu iki robotta kafes tipi bir mimariye sahiptiler.

1999 yılında Andres Castano ve arkadaşları CONRO[4] isimli MKY robotlarını tanıtmışlardır. Conro her bir modülün 2 serbestlik derecesine sahip olduğu USC (University of Southern

California) Polimorphic Robotics Laboratuarında geliştirilen zincir tipi bir kendini yeniden yapılandırabilir robottu. Bir sonraki yıl Mark Yim ve arkadaşları PolyPod un geliştirlmiş sürümü olan PolyBot robotu sunmuşlardır. Her iki robotun sunulan çalışmalarında çok çeşitli hareket örnekleri gösterilmesine rağmen modüllerin kendi başlarına sadece kızılötesi algılayıcılarla birleşmesi ve robotun şekil değiştirmesi çok zorlu olmaktaydı. Bu güne kadar bu konu hakkında birçok çözüm önerisi yapılmış olmasına rağmen bu problem tam anlamıyla henüz çözülememiştir

Kendini yeniden yapılandırma üç boyutlu robot mimarilerini oluştururken, geometrik kısıtlamalar ve yer çekiminden dolayı daha büyük bir problemdir. Üç boyutlu mimarileri oluştururken modüller diğer modülleri kaldırabilecek kadar güçlü olması gerekirken aynı zamanda da diğer modüllerin ağırlığına dayanabilecek kadar mukavim olmaları gerekmektedir. Ayrıca diğer modüllerle kenetlenme iki boyutlu mimarilerde fazladan bir boş eksen olmasından dolayı daha kolayken üçüncü boyutta bir mimari oluşturmak için kenetlenme çok daha zor olmaktadır. O zamana kadar üretilen modüller ve yapılan çalışmalarla üç boyutlu bir mimari oluşturulamıyordu. Bunun üzerine 1997 yılında Keith Kotay ve Daniella Rus Molecule [5] isimli robotlarını tanıtırken Murata ve arkadaşları da 3D-Unit [6] adlı robotlarını tanıtmışlardır. Bu iki robot ilk üç boyutlu kendini yeniden yapılandırabilir robotlardır. Sorun modüllerin içine yerleştirilen bir hareketlendirici sayesinde modülün bir yarısının diğerine göre dönüş hareketi yapmasıyla çözülmüştür. Daha sonra Cem Ünsal ve arkadaşları aynı yaklaşımı kullanarak Carnigie Mellon Üniversitesinde I-Cubes adlı robotlarında kullanmışlardır. I- Cubes heterojen bir sistemdi ve aktif link ve pasif küpten oluşan iki adet modülden meydana gelmekteydi.

Yeniden yapılandırılabilir robotların diğer bir türü de açısal dönüşlerin yerine daralıp genişleyen yalnızca öteleme yeteneğine sahip kafes mimarisindeki robotlardır. Bu robot tipinin örnekleri arasında Rus ve Vonanın yine 1999 yılında geliştirdikleri 2 boyutta hareket kabiliyetine sahip Crystalline [7] robotları ile Suh ve arkadaşlarının 2001 yılında geliştirdikleri 3 boyutta hareket kabiliyetine sahip robotları Telecube [8] vardır. Bu tip robotlarda daralma ve genişleme teleskobik kollarla gerçekleşmektedir. Ancak mekanik olarak mukavim bir yapıya sahip olmamaları, yapısal sistemleri benzeşimin kolay olmasına rağmen hareketli sitemlerin oluşturulmasının zor olması nedeniyle çok kullanışlı olmayan robot tipleridir.

Bu dönemin sonunda kendini yeniden yapılandırabilen robotlar iki mimari tip altında toplanmaya başlandı. Bunlar; Zincir tipi ve kafes tipi robotlardır. Zincir tipi robotlar daha önce de belirtildiği üzere zor hareketleri yapabilecek mimarilere bürünebilirken kafes tipi robotlarda mimari açıdan şekil değiştirmesi çok daha kolay olan türdür.

1999 yılında Murata ve arkadaşlarının geliştirdiği M-TRAN[9] adlı robot kafes ve zincir mimarisini gerçekleyebilen bir tasarıma sahipti. Bu robotla birlikte melez mimari adı verilen yeni bir mimari ortaya çıkmıştır. M-TRAN sahip olduğu yenilikçi mekanik tasarım sayesinde kafes mimarisine sahip robotlar gibi kolayca konfigurasyon değiştirebilirken aynı zamanda da kolay hareket edebilen mimariler oluşturulabiliyordu.

2006 yılında Dr. Wei Min Shen ve arkadaşlarının SuperBot'u ortaya çıktı. SuperBot M-TRAN' a göre bir tane fazla serbestlik derecesine daha sahiptir. M-TRAN da birbirine paralel iki tane hareketlendirici varken SuperBot[10] a eklenenen fazladan bir hareketlendirici bu iki eksen arasında açısal fark oluşturacak ekseni kontrol eder. Böylece daha kabiliyetli bir modül elde edilmiş oldu.

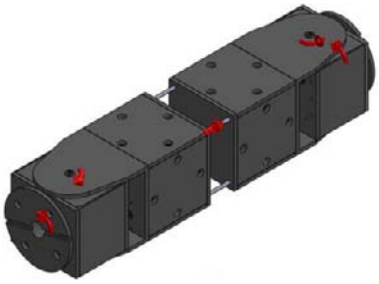
Diğer bir melez robot ise E. H. Ostergaard ve arkadaşları tarafından Güney Danimarka Üniversitesinde geliştirilmiştir. ATRON [11] isimli çalışmada araştırmacılar yeni bir fikir ve yaklaşımla bir serbestlik derecesine sahip modüllerle melez mimariyi oluşturmuşlardır. Küre şeklindeki modülün tam ortasından ayıran ve iki yarım küreyi birbirine göre hareket ettirebilen bir tasarıma sahip olan ATRON erkek ve dişi kenetlenme noktaları sayesinde diğer modüllerle mekanik olarak kenetleniyordu. Buna paralel olarak Viktor Zykov ve arkadaşları ATRON a benzer bir yapıyı kullanan Molecube [12] isimli

robotu New York Ithacadaki Cornell Üniversitesinde geliştirdiler.

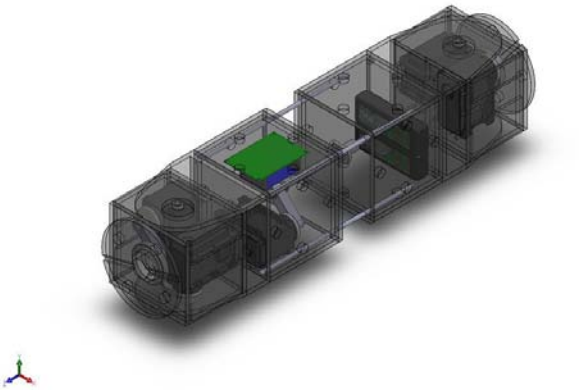
Ayrıca dünya literatüründe yer alan burada yer verilmeyen bir serbestlik derecesinden on iki serbestlik derecesine kadar toplam kırkın üzerinde robot bulunmaktadır. Daha önce yapılan çalışmaların incelenmesi neticesinde Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Robotik Laboratuarında melez mimariye sahip homojen modül mimarisi esas alınarak OMNIMO adında bir MKY robot modülü tasarımına başlanmıştır. Bu çalışmada ise tasarımın detayları ve edinimler sunulacaktır.

## 2. OMNIMO

OMNIMO (OMNIdirectional MOdular Robot) Şekil 1 de görüldüğü üzere üç boyutta hareket kabiliyetine sahip üzerinde dört adet yönelme ve literatürdeki diğer melez mimarilerden farklı olarak bir eksende de öteleme yapabilen Çok yönlü bir yeniden yapılandırılabilir robot modülüdür. Toplam beş adet serbestlik derecesine sahip OMNIMO ile oluşturulan robotlar sahip olduğu hem yönelme hem öteleme hareket kabiliyetleri sayesinde karmaşık hareketleri gerçekleyebileceği düşünülmektedir.

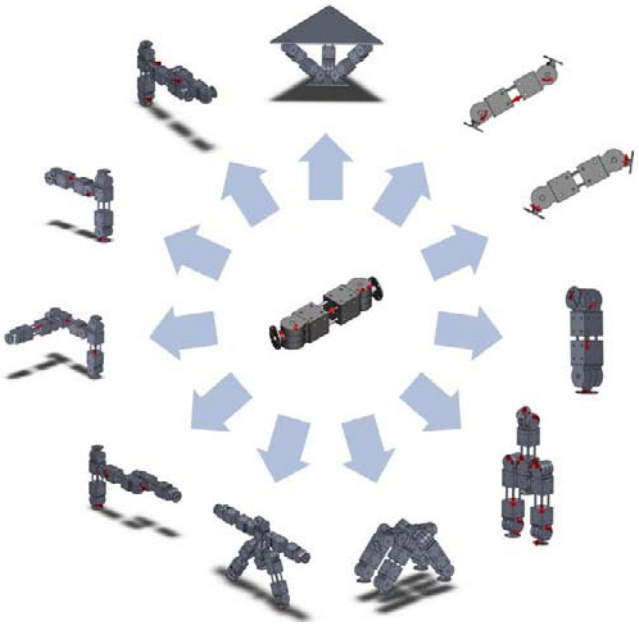


Şekil 1. OMNIMO' nun aktif serbestlikleri



Şekil 2. OMNIMO' nun öncül 3D mekanik tasarımı

Şekil 2 de görüldüğü üzere OMNIMO 10 adet kenetlenme yüzeyi ile çok geniş ve farklı robot tiplerini oluşturabilecek yapıda tasarlanmıştır. Ayrıca tasarımda minimum kütle atalet momenti yaratacak şekilde bir yol izlenmiştir. Şekil 3 de muhtemel oluşturulabilecek mobil ve endüstriyel robot tipleri görülmektedir.



Şekil 3. OMNIMO ile oluşturulabilicek robot tipleri

OMNIMO ile:

- Yılan tipi sürünerek ilerleyen robot
- Tekerlekli robot
- Kamera tareti
- 2 bacaklı robot
- 4 bacaklı robot
- İnsansı robot
- Scara
- Puma
- Stanford
- Paralel Manipulatör

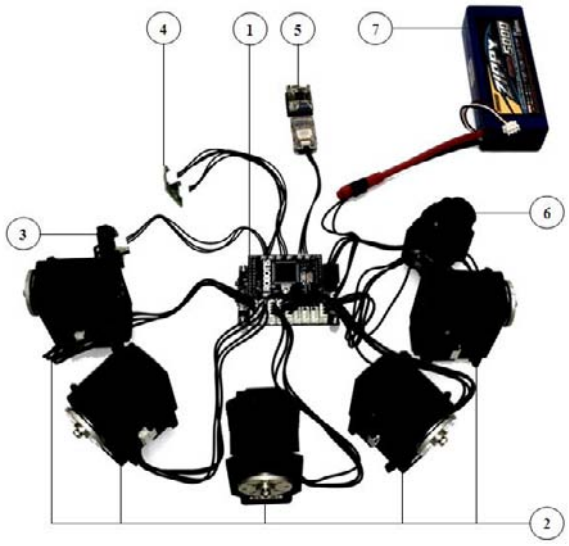
olmak üzere en az on çeşit farklı robotu oluşturabilecek yapıda tasarlanmıştır.

Bir robottaki kontrolcü robotun beyni olarak nitelendirilebilir. Bu sebepten dolayı her robot bir kontrolcüye ihtiyaç doğar. Kontrolcüler programlanabilir, üzerinde mikro kontrolcü veya mikro işlemci barındıran, algılayıcılar yardımıyla çevresini algılayabilen ve hareketlendiriciler sayesinde belirli bir görevi gerçekleştirmeye yarayan donanımsal robot parçalarıdır. Başka bir deyişle kontrolcü, robotun donanımı ile yazılımı ile arasındaki köprüdür. Geliştirilen yazılım sayesinde robot kontrolcüsü algılayıcılardan toplanan veriler ve daha önceden belirlenen stratejiler ile robotu hareket ettirir. OMNIMO yu 16 Mhz hızında Atmega 2561 mikrokontrolcü kontrol etmektedir.

OMNIMO'yu hareketlendirmek için 5 adet robotik uygulamalar için geliştirilmiş, pozisyon, hız ve tork kontrolüne izin veren 106 kg.cm tutma torkuna sahip servo motor kullanılmaktadır.

Genellikle MKY robot modülleri veri transferini konnektörler vasıtasıyla kenetlenme bölgesinden gerçekleştirirler. Kenetlenmenin tam gerçekleşmediği durumlarda modüller arası bilgi paylaşımı sağlamak imkânsızdır. Bu problemden yola çıkarak OMNIMO geliştirilirken her durumda veri transferine ve bilgi paylaşımına izin veren kablosuz olarak bunu yapabilcek bir sistem aranmıştır. Araştırmaların neticesinde OMNIMO'nun ZigBee iletişim protokolünü kullanan kablosuz bir haberleşme modülüyle haberleşmesine karar verilmiştir. ZigBee IEEE 802 standardına göre küçük, düşük güçlü dijital radyolar kullanılarak oluşturulan yüksek düzeyde iletişim protokollerinin adıdır. OMNIMO kablosuz iletişim sayesinde hem kablolu veri transferinin ve bilgi paylaşımının olumsuzluklarından kurtulacak hem de modüllerin topladığı verilerin ortak bir noktaya toplanmasını da kolaylaştıracaktır.

Ayrıca tasarlanan her bir OMNIMO modülü bir adet iki eksen cayroskop bir adet ultrasonic mesafe algılayıcısı ve bir adet kızılötesi sensör barındırmaktadır. OMNIMO'nun elektronik bileşenleri Şekil 4 de görülmektedir.




Şekil 4. OMNIMO'nun elektronik bileşenleri

1- Konrolcü
2- Dijital Servo Robot Eyleyici
3- Ultrasonik mesafe algılayıcısı
4- 2 Eksen Cayroskop
5- ZigBee İletişim Modülü
6- Kızılötesi Algılayıcı
7- Batarya

## 3. SONUÇ

OMNIMO projesi mekanik tasarım, üretim ve yazılım geliştirilmesi olarak üç ana guruba ayrılabilir. Şu ana kadar robotun mekanik tasarımı tamamlanmış öncül prototipler test edilmiş ve final üretimine geçilmiştir. Robotun gövdesi CNC

teknolojisi 7075 kalite kodlu Alüminyum ve ayıca plastik parçalar ise 3D yazıcı ile ABS, PLA malzemelerinden üretilmektedir. Üretimlerin tamamı Makine Mühendisliği Bünyesindeki Mekanik İmalat Atölyesinde tarafımızca yapılmaktadır. Bu çalışmada OMNIMO isimli modüler robotun ön tanıtımı yapılmış ve modüler yeniden yapılandırılabilir robotların tarihsel gelişimden bahsedilmiştir.

**Teşekkür**

Çalışmamız Gaziantep Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Kosyonu tarafından finanse edilmekte ve desteklenmektedir.

Proje No : MF.11.14

## 4. KAYNAKÇA

[1] T. Fukuda and S. Nakagawa, "Dynamically reconfigurable robotic system," in Proc. IEEE Int. Conf. Robotics and Automation, Apr. 1988, pp. 1581–1586.

[2] Yim, M., "A Reconfigurable Modular Robot with Many Modes of Locomotion", Proc. of the JSME Int. Conf. on Advanced Mechatronics, pp. 283-288 Tokyo Japan 1993

[3] Murata S., Kurokawa H., Koka ji S. (1994) Self-assembling machine. In Proc. IEEE Intl. Conf. Robot. Autom., 441-448

[4] A. Castano, W.-M. Shen, and P. Will, "CONRO: Toward deployable robots with inter-robot metamorphic capabilities," J. Auton. Robot., vol. C-24, pp. 879–888, May 2000.

[5] D. Rus and K. Kotay Versatilityfor Unknown Worlds: Mobile Sensors and Self Reconguration, In Field and Service Robotics, editor Alex Zelinsky, Lecture Notes in Computer Sci-ence, Springer-Verlag, 1997

[6] S. Murata, H. Kurukawa, E Yoshida, K. Tomita, and S. Kokaji. A 3-D self reconfigurable structure. In Proc., IEEE Int. Conf. On Robotics and Automation, pages 432-439, Leuven, Belgium, 1998

[7] D. Rus and M.Vona. A physical implementation of the Criystalline robot. In Proc., IEEE Int. Conf on Robotics and Automation, pages 1726-1733, San Francisco, CA, 2000.

[8] J. W. Suh, S. B. Homans and M. Yim Telecubes: Mechanical design of a module for self reconfigurable robotics. In Proc., IEEE Int. Conf on Robotics and Automation, volume 4 pages4095-4101, Washington DC, 2002.

[9] S.Murata, K. Tomita, E. Yoshida, H. Kurukowa and S. Kokaji. Self- reconfigurable robot module design and simulation. In Proc., 6th Int. Conf. On Intelligent Autonomous Systems pages 911-917, Venice, Italy, 2000.

[10] W. M. Shen, M. Krivokon, M. Rubenstein, C. H. Chiu, J. Everst, and J. B. Venkatesh. Multimode locomotion via self reconfigurable robots. Autonomous Robots, 20(2):165-177, 2006.

[11] E. H. Ostergaard, K. Kassow, R. Beck, and H.H. Lund. Design of the ATRON lattice based self reconfigurable robot. Autonomous Robots, 21(2):165-183, 2006

[12] V. Zykov, S. Mytilinaios, M. Desnoyer and H. Lipson. Evolved and designed self producing modular robotics. IEEE Transactions on Robotics, 23(2):308-319, 2007

# SERVO SİSTEMLERİN MATLAB ÜZERİNDEN GÖMÜLÜ SİSTEMLER ile PID KONTROLÜ

Aydın GÜLLÜ*, Mustafa ARDA*, Hilmi KUŞÇU**
*Trakya Üniversitesi, İpsala MYO, Elektronik ve Otomasyon Bölümü, Edirne
**Trakya Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Edirne

aydingullu@trakya.edu.tr, mustafaarda@trakya.edu.tr, hilmi@trakya.edu.tr

## ÖZET

Mekatronik sistemlerde yapılan teorik çalışmaların uygulanmasında teknoloji yenilikler sunmaktadır. Akademik çalışmalarda kullanılan MATLAB ve SIMULINK programları ile geliştirilen modellerin uygulanabilmesi için bir veri işleme kartı kullanmaya gerek duyulmaktadır. Ticari amaçlı satılan veri işleme kartlarının pahalı oluşu ve bazı durumlarda yazılım adaptasyonun zor olması kullanılmasın da bir dezavantaj sağlamaktadır. Bu çalışmada MATLAB ve SIMULINK yazılımları üzerinden gömülü sisteme erişilerek bir servo mekanizmanın kontrolü yapılacaktır. Gömülü sistem olarak Atmega328 entegresi bulunan açık kaynak kodlu ARDUINO elektronik kartı kullanılmıştır. Deneysel uygulamada kullanılacak olan servo sistem gaz kelebeğinin konumunun kontrolüdür. Hız sabitleyici sistemlerinde sabit hıza ulaşmak için, hızlanma ve yavaşlama eylemleri, gaz kelebeğinin konumu ayarlanarak sağlanmaktadır. Sabitlenen hızda seyahatin konforlu bir şekilde sağlanabilmesi için kontrol algoritmasının iyi bir şekilde yapılandırılması gerekmektedir. Bunun için PID kontrol algoritması geliştirilmiş ve deneysel sonuçlar ile en iyi katsayılar belirlenmiştir. Bu çalışmada MATLAB üzerinden ARDUINO kartı ile sistem kontrolü sağlanmıştır. Gerçek zamanlı veriler sistemden alınmış ve sisteme gönderilmiştir. Bu metot pratik ve diğer yöntemlere göre daha ekonomiktir.

**Anahtar Kelimeler:** Mekatronik Sistemler, PID Kontrol, MATLAB ve Gömülü Sistemler ile Kontrol

## SERVO SYSTEMS PID CONTROL WITH MATLAB AND EMBEDDED SYSTEMS

## ABSTRACT

Technology provides the convenience of the application of theoretical studies in mechatronic systems. Developed with models for the implementation in academic studies by MATLAB and SIMULINK programs, data processing card is required. Sold for commercial data processing cards that are expensive and difficult to use in some cases the adaptation software provides a disadvantage. Users will be able to control servo-mechanism with MATLAB and SIMULINK software and embedded system. Embedded system ARDUINO Electronic card, which has Atmega328 and open-source, is used. The position of the throttle that used for experimental applications will be controlled. A cruise control system to achieve constant speed, acceleration and deceleration actions is provided by adjusting the position of the throttle. Control algorithm to be good configured for providing comfortable cruise in fixed-speed. For this, the PID control algorithm is developed and the best coefficients are determined with the experimental results. In this study, the control system is provided with the ARDUINO board via MATLAB. Real-time data exchange is made. This method is practical and economical than other methods.

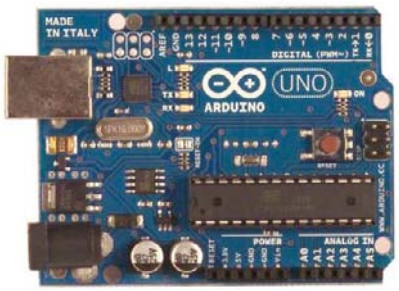
**Keywords:** Mechatronic Systems, PID Control, Embedded Systems with MATLAB and Control

## 1. Giriş

Mekatronik sistemlerde yapılan akademik çalışmaların uygulanması deney hakkında bilgi vermesi ve uygulanabilirliğinin görülmesi açısında büyük önem arz etmektedir. Genellikle sistemlerin matematiksel modelleri bilgisayar ortamında

geliştirilmektedir. Bu modeller için geliştirilen kontrol algoritmalarından alınan sonuçların, gerçek deney düzeneği üzerindeki tepkisi ile karşılaştırılarak yapılan çalışmanın doğruluğu ve uygulanabilirliğini görülmektedir. Bunun için deney düzeneği ile bilgisayar arasında veri alışverişi için veri işleme kartına gerek duyulmaktadır. USB veya Seri Port üzerinden haberleşen bu kartlar yardımı ile bilgisayara veriler depolanabilmekte veya bilgisayardan sinyal gönderilerek deney düzeneğinin kontrolü sağlanabilmektedir. Bu çalışmada geniş bir akademik kullanıma sahip MATLAB programı ile ucuz ve açık kaynak kodlu bir kart olan ARDUINO UNO kartı kullanarak fiziksel bir sistemin bilgisayar yardımı ile veri alışverişinin yapılması anlatılacaktır. Bir servo motorun konum kontrolü, PID kontrol algoritması kullanılarak bilgisayar ortamından gönderilen sinyaller ile yapılacaktır.

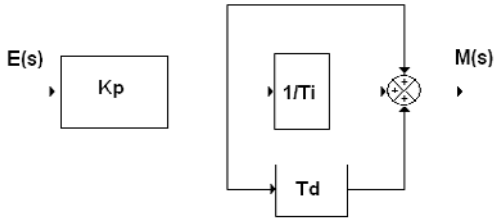
ARDUINO UNO kartı, içerisinde bir ATMEL Atmega328 mikro denetleyici entegresi bulunan bir elektronik karttır. USB ile bilgisayar bağlanarak seri haberleşme ile bilgisayardan programlanabilir ve veri haberleşmesi sağlayabilir. [1,10]




Şekil 1 ARDUINO UNO Elektronik Kartı

## 2. MATLAB ile Yazılım Geliştirilmesi

MATLAB programı her sürümünde kendini güncellemesi kullanıcı görüşlerine önem vermesi nedeni ile akademik çalışmalarda birçok kullanım yeri bulmuştur. Açık kaynak kodlu bir gömülü sistem olan




Şekil 2 PID Blok Şeması

ARDUINO, kolay programlanabilmesi ve ucuz olması nedeni ile her geçen gün büyük kullanıcı kitlelerine hitap etmektedir. MATLAB ile geliştirilen yazılımın fiziksel olarak denebilmesi için ARDUINO UNO kartı kullanılacaktır.

MATLAB veya SIMULINK ortamında geliştirdiğimiz yazılımın girdi ve çıktıları ARDUINO kart tarafından işlenebilecektir. Bu çalışmada bir servo motorun konum kontrol SIMULINK ortamında PID kontrol edilecektir.

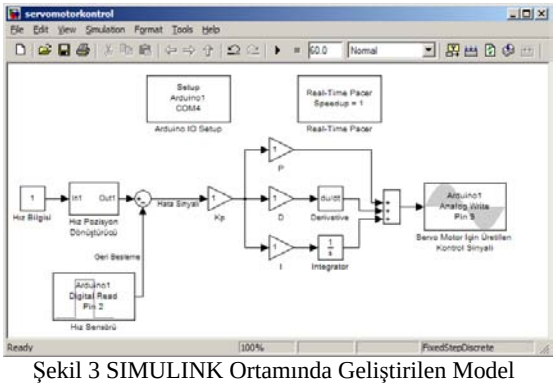
Standart PID denetim yapısının blok şeması şekil.2'de verildiği gibidir. Standart PID denetim yasasına bağlı m(t) denetim sinyal çıkışı aşağıdaki gibidir.[2,3,4]

$$m(t) = K_P \left[ e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t)dt + T_d \frac{de}{dt} \right]$$

Üç temel denetim etkisinin toplamı şeklinde ifade edilir ve buradan da transfer fonksiyonu çıkış sinyali giriş oranlarsak ve LAPLACE dönüşümü yapılarak denklem aşağıdaki gibi transfer fonksiyonu elde edilmiş olur;[6,8].

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_P \left[ 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right]$$

SIMULINK'te geliştirilen model giriş sinyali pozisyon bilgisi olup kullanıcı tarafından girilecektir. Hata sinyali sensör tarafından algılanıp ARDUINO kart üzerinden bilgisayara iletilecektir. Sistemde servo motorun kontrol sinyali yine ARDUINO kart üzerinden motora iletilecektir.

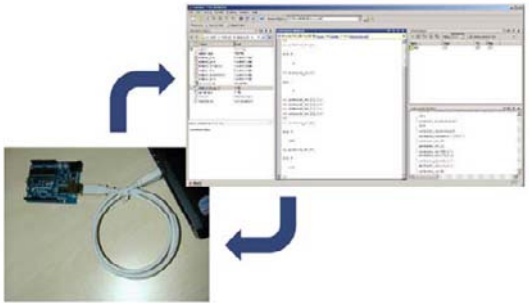



Şekil 3 SIMULINK Ortamında Geliştirilen Model

Geliştirilen PID kontrol modelinde Kp, Ki, ve Kd katsayıları kolaylıkla değiştirilerek çıkışın tepkisi rahatlıkla izlenebilmektedir.

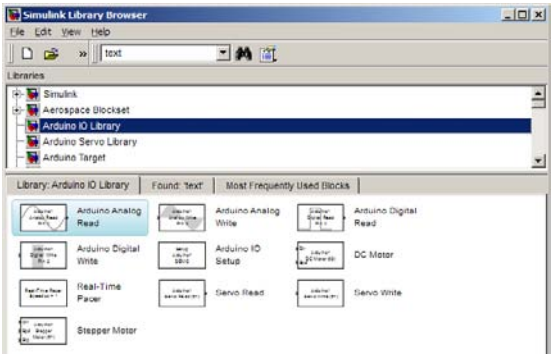
## 3. ARDUINO UNO Kartı ile MATLAB'ın Haberleşmesi

ARDUINO kart üzerinde ATmega328 entegresi bulunmaktadır. Bu entegre üzerinde 19 Dijital giriş ve çıkış vardır. Bunlardan 6 tanesi analog giriştir. Entegre üzerine 32 KB program yazılabilmektedir. ARDUINO kart besleme, gerilim doğrultucu ve düzenleyici elektronik ekipmanlar vardır. Kartı kullanmada en önemlisi kartın programlanabilmesi için üzerinde programlayıcı bir entegre bulunmasıdır.[1] Bu entegre aynı zamanda kartın bilgisayar ile USB üzerinden haberleşmesini sağlamaktadır. ARDUINO kartı bilgisayar bağladığınız zaman kendi internet sitesinden ücretsiz olarak temin edebileceğiniz bir program ile sürücüleri yükledikten sonra kullanmaya hazır olacaktır. Bu aşamada sonra USB üzerinden basitçe programlanarak kullanabilecektir.



Şekil 4 MALAB ile ARDUINO Kartın Haberleşmesi

ARDUINO kartın MATLAB programı ile haberleşebilmesi için MATLAB üzerinde bazı ayarlar yapılması gerekmektedir. İlk olarak MATLAB için hazırlanan ARDUINO IO kütüphanesinin yüklenmesi gerekmektedir. Yine SIMULINK için de bulunan ARDUINO-IO blok kütüphanesini de eklenebilmektedir.[7] Bunun yanı sıra kullanıcılar tarafında geliştirilen ARDUINO Servo kütüphanesi ve ARDUINO Target Kütüphaneleri de bulunmaktadır. ARDUINO kartı birçok farklı modelden oluşmakta ve bu kartla kullanmaya uygun birçok farklı modül bulunmaktadır. Servo Modül, Ethernet Modülü bunlardan sadece birkaçıdır.




Şekil 5 SIMULINK ARDUINO Kütüphaneleri

MATLAB ARDUINO Kütüphanesini MATLAB dosyalarına ekleyerek kartı tanımlamak için aşağıdaki komutlar yazılır.

```
>>
ARDUINO.Prefs.setARDUINOPath('c:\Progr
am Files\ARDUINO\ARDUINO-0022')
>> ARDUINO.Prefs.setBoard('uno')
>> a=ARDUINO('COM5');
```

Bundan sonra istenirse komut satırdan gönderilen komutlar ile ARDUINO kontrol edilebileceği gibi yazılacak bir MATLAB dosyası ile yazılacak programda koşturulabilir.

## 4. Deney Düzeneği ve Alınan Veriler

Deney düzeneği olarak hız sabitleyici sistemlerde kullanılan gaz kelebeğinin konum kontrolü yapılacaktır. Şekil 6'da gösterilen servo motor araç hızına bağlı olarak gaz telinin açıklığını otomatik olarak kontrol edecektir. Sürücü tarafında girilen hız bilgisine göre aracın hızını sabit tutmak için gaz kelebeğinin konumu kontrol edilecektir. Burada hız kontrolü aç kapa ya da kötü bir kontrol algoritması ile yapıldığı zaman araç motoruna zarar verilebilecek ve konfordan uzak bir hız sabitleme gerçekleşecektir.[5] Bu sebeple araç hız sabitleyicide servo motorun konum kontrolü PID kontrol ile yapılmıştır. PID katsayılarını deneysel olarak Kp=10, Ki=0,1 ve Kd=0,01 seçilerek en konforlu kontrol sağlanmıştır. Katsayılarının deneysel yöntemle bulunmasında Ziegler-Nichols Açık çevrim birim basamak cevabı yöntemi MATLAB yazılımı ve ARDUINO kartının birlikte kullanılarak yapılan düzenek sayesinde kolayca sistem üzerinde denenebilmiştir.[9]



Şekil 6 Servo Motor Düzeneği

Sistemde gaz kelebeğinin konumu bir potansiyometre ile algılanmaktadır. Gaz kelebeğinin konumunun değişmesi ile araç hızını da değişmektedir.

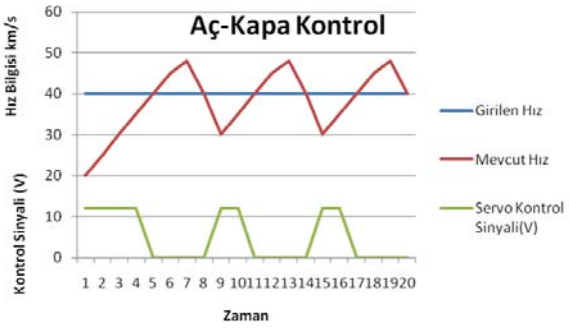


Şekil 7 Gaz Kelebeğinin Bilgisi Sensörü

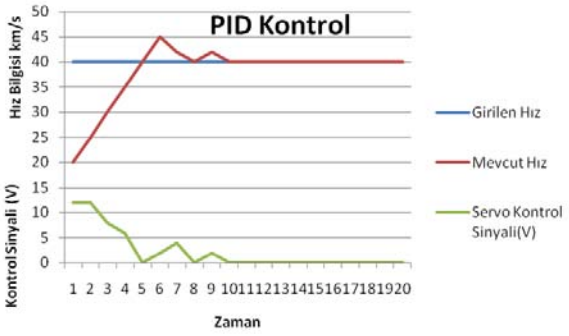
SIMULINK üzerinde yapılan model geri besleme sinyali hız bilgisi olarak alınmaktadır. Hız bilgisi tekerlek üzerindeki dönme hareketinin her turda oluşturduğu 4 adet darbenin saydırılması ile bulunur. Kontrol sisteminde girilen ve alınan sinyallerin çıkışa aktarılabilmesi için türlerinin aynı olması gerekmektedir. Bunu sağlamak için MATLAB'ta matematiksel dönüşümlerden ve sistemde elektronik devrelerden yaralanılmıştır.


Şekil 8 Hız Bilgisi Sensörü

Yapılan kontrol denemelerinde alınan verilerden elde edilen grafikler şekillerde verilmiştir. Aracın hızı 40 km/s sabitlenip aç kapa kontrol yapıldığında kararlı bir çalışma sağlanamamıştır. Hız 45-35 arasında sürekli olarak hareketli olduğu gözlemlenmiştir. Kademeli aç kapa kontrol ile belki bu aralık daraltılabilse de hızın sabitlenmesi çok zor olacaktır.
PID kontrolde ise hızın 20 km/s 'den 10 sn kadar sonra 40 km/s oturduğu gözlemlenmiştir. PID katsayıları Kp:10, Ki:0,1 ve Kd:0.01 seçilmiştir. PID katsayıları değiştirerek daha iyi bir kontrol sağlanabilmektedir.



Şekil 9 Aç Kapa Kontrol Grafikleri



Şekil 10 PID Kontrol Grafikleri

## 5. Sonuç ve Değerlendirme

Bilgisayar ortamında MATLAB ve SIMULINK yardımı ile geliştirilen modellerin gerçek sistemler üzerinde denenebilmesi için bir veri işleme kartına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada veri işleme kartı yerine daha ekonomik bir kart olan ARDUINO kartı kullanarak bilgisayar ile veri alış verişi sağlanabildi. Ayrıcı ARDUINO kartın USB ile haberleşmesi birçok bilgisayara bağlanabilme, hızlı bir şekilde veri haberleşmesi ve kolay programlanabilme imkanı sunmaktadır.

Bu çalışmada bir servo motorun konum kontrolü MATLAB ortamında yapılmıştır. Araçlarda kullanılan hız sabitleme sistemlerin birleşenleri, servo motor, gaz kelebeği ve hız sensörü modellenerek yapılan fiziksel sistemin kontrolü MATLAB SIMULINK yardımı ile yapılmıştır. Denenen kontrol algoritmalarından aç kapa kontrol ile sistemin hızının sabitlenmesinin zor olduğu ve belirli bir aralıkta tutulduğu gözlemlenmiştir. PID kontrol yönteminde ise katsayılar ile oynanarak daha iyi bir kontrol sağlanmıştır.
Bu deney düzeneği sayesinde MATLAB ortamında geliştirilen modellerin uygulamasının yapılabilmesi ekonomik olarak sağlanabilecektir.

## 6. Kaynaklar

1. ARDUINO Resmi WEB Sitesi http://www.arduino.cc Erişim Şubat 2013

2. Maciejowiski,J.M.,:"Predictive Control With Constraints", Prentice Hall (2002)

3. Camacho, F. E.; Bordons. C.: "Model Predictive Control", Springer Press,(2000)

4. "Introduction To The Connected Cruise Control and Related Human Factors Considerations" Malte Risto , Dr. Marieke Martens , The Netherlands,11th TRAIL Congress November 2010.

5. Gullu A., Kuşçu, H.:"Cruise Control Systems and Examination of These Systems with Today's Technology", International Scientific Conference UNITECH'12 Gabrovo, Proceedings Volume-II, pp. 123-128, 16-17 November, Bulgaria, 2012

6. Kuo, B. C., "Automatic Controm System", Prentice Hall, 7th Edition, 1995.

7. MATLAB Veri Paylaşım Sitesi http://www.mathworks.com/ Erişim Mart, 2013

8. Ogata, K., "Modern Control Engneering", 4th Edition Prentice Hall 2011.

9. Bahavarnia, M.; Tavazoei, M.S. "A new view to Ziegler-Nichols step response tuning method: Analytic non-fragility justification" Journal of Process Control, January 2013.

10. Margolis, Michael. "Arduino Cookbook", Edition: 2nd ed. Sebastopol, Calif : O'Reilly. 2012.

# YOL KAYNAKLI TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN İNSAN VÜCUDU ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN KAYAN KİPLİ KOTROLCÜ İLE AZALTILMASI

Aziz SEZGİN, Yunus Ziya ARSLAN, Nurkan YAĞIZ

İstanbul Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 34320, İSTANBUL

asezgin@istanbul.edu.tr, yzarslan@istanbul.edu.tr, nurkany@istanbul.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada, yol kaynaklı düşey doğrultudaki taşıt titreşimlerin insan vücudu üzerindeki etkilerinin kayan kipli kontrolcü ile azaltılması amaçlanmıştır. Bunu gerçekleştirmek için çeyrek taşıt modeli ve literatürde önerilen insan vücudu modellerinden biri bir araya getirilmiş ve bu model üzerinde elde edilen titreşim sonuçları vücut titreşimlerini inceleyen ISO 2631 standardı ile kıyaslanarak analiz edilmiştir. Sonrasında bu titreşimlerin sürücü üzerindeki etkilerini azaltmak amacıyla kayan kipli kontrol yöntemi süspansiyon sistemine uygulanmış ve titreşimlerin insan vücudu üzerindeki etkileri fizyolojik olarak değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, titreşimlerinin sürücü üzerindeki etkisinin kontrolcü kullanımı ile azaltılabileceği gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Yol kaynaklı titreşim, kayan kipli kontrol, yol pürüzlülüğü, insan modeli, ISO 2631.

## DECREASING THE EFFECT OF ROAD INDUCED VIBRATIONS ON HUMAN BODY BY SLIDING MODE CONTROLLER

## ABSTRACT

In this study, it was aimed to decrease the effects of road induced vertical vibrations on human-body using sliding mode controller. For this purpose, the quarter-car model and a human body model proposed in literature are combined and the vibration results obtained from this combined model were compared with that of ISO 2631 standard which is about whole-body vibrations. Then, in order to suppress the effects of vibrations on human body, the sliding mode controller was applied to the suspension system. The effects of vibrations on the human body were evaluated from the point of view of physiology. It was shown by analyzing the obtained results that the vibration effects on the human body can be decreased by using the controller.

**Keywords:** Road induced vibration, sliding mode control, roughness of the road, human model, ISO 2631.

## 1. GİRİŞ

Teknolojinin her geçen gün ilerlemesi ile makinalarla olan etkileşimimiz daha da artmaktadır. Bu gelişme beraberinde kullandığımız araçların insan vücudu üzerindeki etkilerinin tartışılmasına da sebep olmaktadır [1]. Hepimizin sıklıkla rastladığı yolculuk sonrası yorgunluk hali kimi durumlarda insan sağlığını tehdit edecek noktalara ulaşabilmektedir. Bu konuyla ilgili halihazırda kimi mevzuatlar bulunmaktadır. Örneğin herhangi bir sürücünün altı saatten fazla araç kullanması mevcut yasalarımıza uygun değildir. Bu nedenle uzak mesafelere iki veya daha fazla sürücü ile gidilmektedir. Mevzuatın haricinde yine bu konu ile ilgili bazı uluslararası standartlar da bulunmaktadır. Uluslararası ISO 2631 standardı bunlar arasında en yaygın olanıdır [2], [3]. Bir başka uluslar arası standart olan BS 6841 de yine taşıtlar tarafından insanların maruz kaldığı titreşimlerin vücuttaki etkilerini incelemektedir. Bu çalışmada yol kaynaklı

taşıt titreşimlerin insan vücudu üzerindeki fizyolojik etkisi ISO 2631 standardı referans alınarak incelenmektedir.

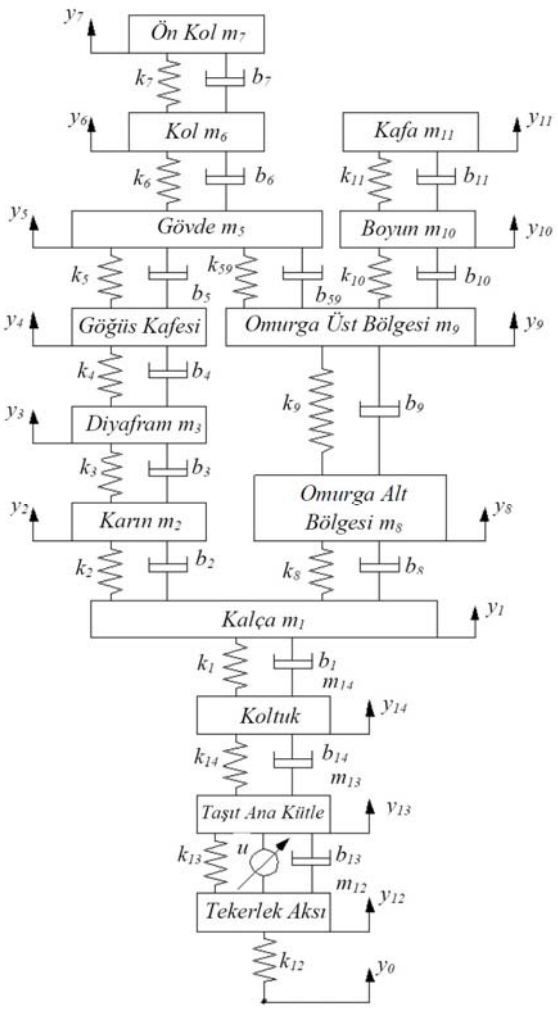
Titreşimlerin insan vücuduna etkisi, titreşimler uygulandıkları frekans aralığına ve süresine göre değişmektedir [1]. Bu titreşimlerin olumsuz etkisinin azaltılmasına ve daha iyi bir sürüş konforuna yönelik çok sayıda çalışma mevcuttur [4], [5], [6]. [7]'de farklı koltuk tasarımları ile bu titreşimler azaltılmaya çalışılmış ve [8]'de insan üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Bu çalışmadaki birincil amaç taşıt titresimlerin vücut üzerindeki etkilerinin azaltılmasına yöneliktir. Bu amaçla, bir kayan kipli kontrolcü tasarlanmış ve tasarlanan kontrolcü, bir araya getirilen insan vücudu modeli ile çeyrek taşıt modeline uygulanmıştır. Oluşturulan model üzerinden kontrolcülü ve kontrolcüsüz haller için ivme cevapları elde edilmiş ve bu cevaplar ISO 2631 standardı ile kıyaslanarak değerlendirilmiştir.

## 2. DİNAMİK MODEL

İnsan vücudunun bütününün maruz kaldığı titreşimlerin etkilerini teorik olarak inceleyebilmek için literatürde insan vücudunu mekanik bir model gibi ele alan birçok çalışma bulunmaktır [9]. Bu çalışmada, Qassem tarafından önerilen ve insan vücudunun fiziksel karakteristiğini en iyi ve detaylı temsil eden mekanik modellerden biri olan 11 serbestlik dereceli insan modeli kullanılmıştır [10]. Seçilen insan modeli bir çeyrek taşıt modeli ile birleştirilmiştir ve Şekil 1.'deki fiziksel model oluşturulmuştur. Kontrolcü, taşıt ana kütlesi ile tekerlek aksı arasına yerleştirilmiştir.

Modelin elde edilmiş hareket denklemleri ve ve model parametreleri EK'te gösterilmiştir. Taşıt parametreleri, bir taşıttan deneysel olarak elde edilmiş ve çeyrek taşıta indirgenmiştir. Sisteme bozucu etki olarak yol pürüzlülüğü girilmiştir. Yol pürüzlülüğü için [11]'de önerilen model kullanılmıştır. Yol profili ile ilgili detaylı bilgi EK'te verilmiştir.




Şekil 1. Birleştirilmiş çeyrek taşıt ve insan vücudu modeli.

## 3. KONTROLCÜ TASARIMI

Kayan kipli kontrol karmaşık ve yüksek mertebeden non-lineer ve lineer sistemler için gürbüz(robust) kontrol alanında başarılı bir kontrol aracı olarak kabul edilmektedir. Bu kabuliyet doğrultusunda kullanımına karar verilmiştir. Bu yöntem, sistem kararlı ve kararsız yörüngeler arasında hareket ederken sistemi kayma yüzeyi üzerinden sıfır noktasına yönlendirmektedir. Bu nedenle öncelikle kayma yüzeyi tanımlanmalı ve ardından kontrol kanunu kayma hareketi amacıyla oluşturulmalıdır. Kayan kipli kontrol ile ilgili daha ayrıntılı bilgi ve kimi uygulamalar için [12] ve [13] incelenebilir.

Kullanılan sistem için hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{f}(x) + [B]\boldsymbol{u} \qquad (1)$$

burada $\boldsymbol{x} = \left[x_1, x_2, ...x_n, x_{n+1}, ....x_{2n}\right]$, $x_{n+i} = \dot{x}_i$.

Kayma yüzeyi;

$$S = \left\{\boldsymbol{x}:\boldsymbol{\sigma}\left(x,t\right) = 0\right\}. \tag{2}$$

Ayrıca kayma yüzeyi şu şekilde gibi seçilsin.

$$\boldsymbol{\sigma} = \left[G\right]\Delta\boldsymbol{x}. \tag{3}$$

Burada $\Delta\boldsymbol{x}$ hatadır. $\left[G\right]$ ise aşağıdaki gibi kayma yüzeyinin eğimleridir.

$$\left[G\right] = \begin{bmatrix} \alpha_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 & 0 & 0 & 0 & \ddots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \ddots & 0 & 0 & 0 & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \alpha_n & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_{nx2n} \tag{4}$$

Kararlılık analizi içinse Lyapunav fonksiyonu pozitif tanımlı ve türevi de negatif yarı-tanımlı olacak şekilde seçilmelidir.

$$\mathbf{v}\left(\boldsymbol{\sigma}\right) = \frac{\boldsymbol{\sigma}^T\boldsymbol{\sigma}}{\boldsymbol{2}} > 0 \tag{5}$$

$$\frac{d\mathbf{v}\left(\boldsymbol{\sigma}\right)}{dt} = \frac{\dot{\boldsymbol{\sigma}}^T\boldsymbol{\sigma}}{\boldsymbol{2}} + \frac{\boldsymbol{\sigma}^T\dot{\boldsymbol{\sigma}}}{\boldsymbol{2}} \le 0 \tag{6}$$

(3) denklemi kullanılırsa

$$\boldsymbol{\sigma} = \left[\boldsymbol{G}\right]\Delta\boldsymbol{x} = \left[\boldsymbol{G}\right]\left(\boldsymbol{x}_r - \boldsymbol{x}\right) \tag{7}$$

$$\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{\Phi}\left(t\right) - \boldsymbol{\sigma}_a\left(x\right) \tag{8}$$

burada

$$\boldsymbol{\Phi}\left(t\right) = \left[\boldsymbol{G}\right]\boldsymbol{x}_r \tag{9}$$

$$\boldsymbol{\sigma}_a\left(x\right) = \left[G\right]\boldsymbol{x}. \tag{10}$$

(8) denkleminin türevi;

$$\frac{d\boldsymbol{\sigma}}{dt} = \frac{d\boldsymbol{\Phi}\left(t\right)}{dt} - \frac{\delta\boldsymbol{\sigma}_a\left(x\right)}{\delta x}\frac{d\boldsymbol{x}}{dt} \tag{11}$$

Bu denklem limit durumunda sıfır olmak zorundadır. (1) ve (11) denklemleri kullanılırsa:

$$\frac{d\boldsymbol{\Phi}\left(t\right)}{dt} - \left[G\right]\left(\boldsymbol{f}\left(x\right) + \left[B\right]\boldsymbol{u}_{eq}\right) = 0 \tag{12}$$

$$\boldsymbol{u}_{eq} = \left[GB\right]^{-1}\left(\frac{d\boldsymbol{\Phi}\left(t\right)}{dt} - \left[G\right]\boldsymbol{f}\left(x\right)\right) \tag{13}$$

Eşdeğer kontrol sadece kayma yüzeyinde geçerlidir. Bu nedenle ikinci bir terim tanımlanmalıdır ki sistem kayma yüzeyine yönlendirilebilsin. Bu amaçla Lyapunav fonksiyonunun türevi aşağıdaki gibi seçilsin

$$\dot{\mathbf{v}}\left(\boldsymbol{\sigma}\right) = -\boldsymbol{\sigma}^T\left[\Gamma\right]\boldsymbol{\sigma} < 0, \tag{14}$$

burada $\left[\Gamma\right]$ pozitif tanımlı kare matristir.

$$\left[\Gamma\right] = \begin{bmatrix} \Gamma_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Gamma_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \Gamma_n \end{bmatrix}_{nxn} \tag{15}$$

(6), (12) ve (14) denklemleri beraber kullanılırsa

$$\boldsymbol{\sigma}^T\dot{\boldsymbol{\sigma}} = -\boldsymbol{\sigma}^T\left[\Gamma\right]\boldsymbol{\sigma} \Rightarrow \frac{d\boldsymbol{\sigma}}{dt} + \left[\Gamma\right]\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{0} \tag{16}$$

$$\frac{d\boldsymbol{\sigma}}{dt} = \frac{d\boldsymbol{\Phi}\left(t\right)}{dt} - \frac{\delta\boldsymbol{\sigma}_a\left(x\right)}{\delta x}\frac{d\boldsymbol{x}}{dt} \tag{17}$$

$$\frac{d\boldsymbol{\sigma}}{dt} = \frac{d\boldsymbol{\Phi}\left(t\right)}{dt} - \left[G\right]\left(\boldsymbol{f}\left(x\right) + \left[B\right]\boldsymbol{u}\right) + \left[\Gamma\right]\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{0} \tag{18}$$

elde edilir. (13) denklemi kullanılırsa toplam kontrol denklemine aşağıdaki gibi ulaşılır.

$$\boldsymbol{u} = \boldsymbol{u}_{eq} + \left[GB\right]^{-1}\left[\Gamma\right]\boldsymbol{\sigma} \tag{19}$$

$\left[GB\right]^{-1}$ mekanik sistemler için daima kütle matrisine eşittir. Fakat $\boldsymbol{f}\left(x\right)$ ve $\left[B\right]$ tam olarak bilinmeyebilir. Bu nedenle bu çalışmada eşdeğer kontrol kuvveti kestirim ile bulunacaktır. Bu amaçla bir alçak geçirgen filtre tasarlanmıştır.

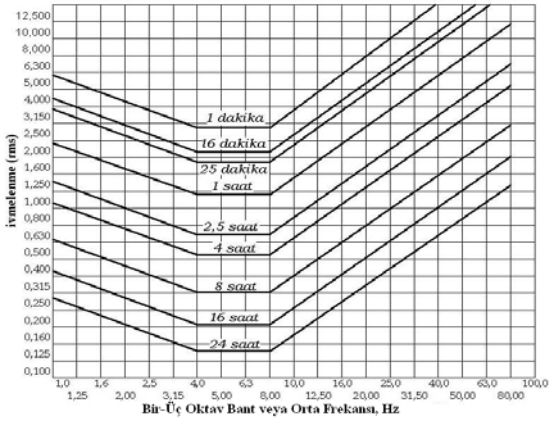
$$\tau\dot{\hat{\boldsymbol{u}}}_{eq} + \hat{\boldsymbol{u}}_{eq} = \boldsymbol{u} \tag{20}$$

burada $\tau$ filtrenin zaman sabitidir. Sonuçta kontrol denklemi şu şekilde yazılabilir.

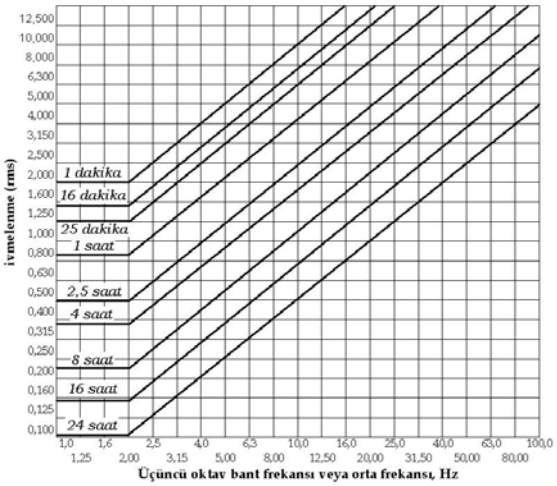
$$\boldsymbol{u} = \hat{\boldsymbol{u}}_{eq} + \left[GB\right]^{-1}\left[\Gamma\right]\boldsymbol{\sigma} \tag{21}$$

## 4. ISO 2631 STANDARDI

Literatürde insan vücudu biyomekanik bir sistem olarak ele alınıp bölgesel olarak titreşime karşı nasıl sonuçlar verdiği incelenmiştir [14], [15]. Kullanılan ISO 2631 standardı bugüne değin ulaşılan bilgilerin toparlanması sonucu oluşturulmuştur. Bu standart vücudun belirli bir süre belirli bir frekansta titreşime maruz kalması sonucu oluşabilecek sorunları göstermektedir. Böylelikle verilerin kullanılması sonucu; hangi frekansta, hangi süre zarfında vücudun nasıl tepki vereceğine dair karar verilebilmektedir. Bu standartla ilgili veriler Şekil 2. ve Şekil 3.'te görülebilir.




Şekil 2. Düşey doğrultuda titreşimlerin sürece göre insana olan etkisi (ISO 2631)

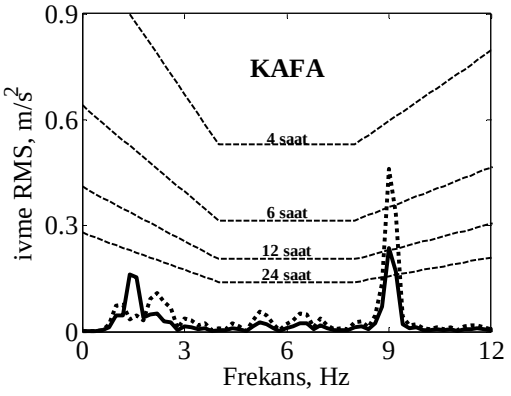



Şekil 3. Yatay doğrultularda titreşimlerin sürece göre insana olan etkisi (ISO 2631)

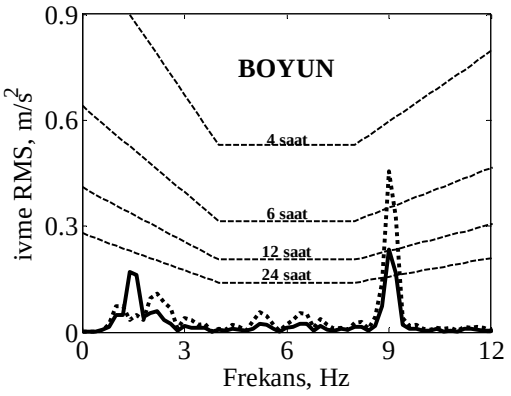
Bu standart kullanılarak [15]'te insan vücudu üzerindeki olası sağlık riskleri incelenmiştir. [16]'da titreşimlerin yolcular üzerindeki etkilerinin belirlenmesinde belirli ölçütler oluşturulmaya çalışılmıştır. Mevcut standart tüm vücut titreşimleri için geçerlidir. Burada standartta bulunan yatay ve düşey etkileşim grafikleri verilse de bu çalışmada sadece düşey doğrultudaki titreşimler incelenmiştir.

## 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

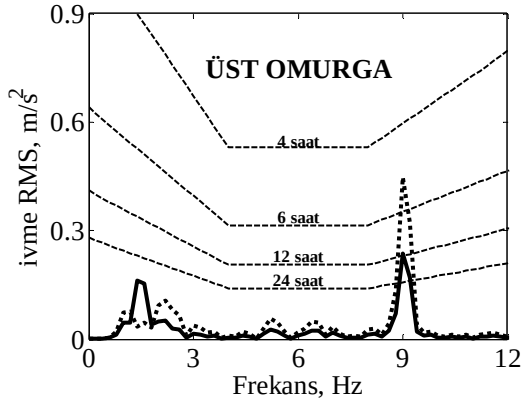
Kontrolcülü ve kontrolcüsüz durumlar için ilgili frekansa karşılık gelen ivmelerin RMS değerleri insan vücudunun değişik bölgeleri için elde edilmiştir. Bu değerler ISO 2631'de belirlenen kriterler ile karşılaştırılmış ve sonuçlar Şekil 4.'te gösterilmiştir.



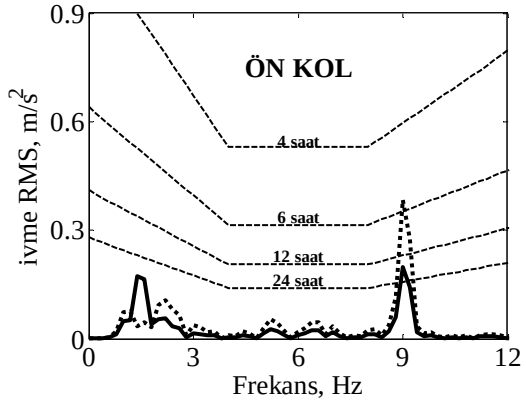

(a)



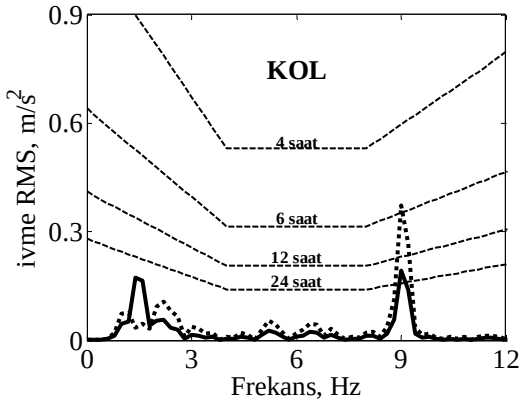

(b)



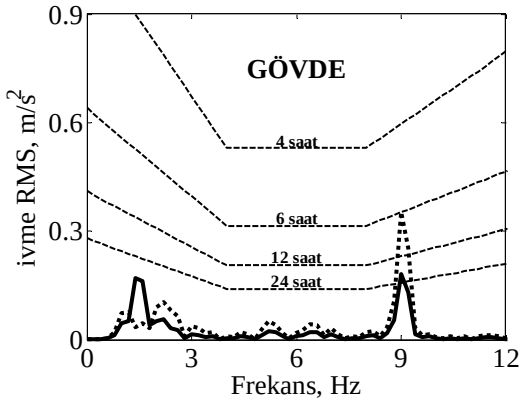

(c)



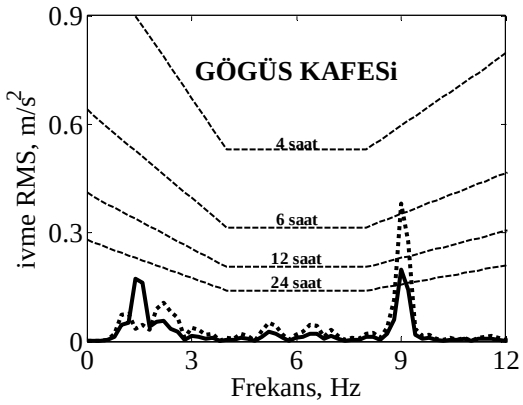

(d)



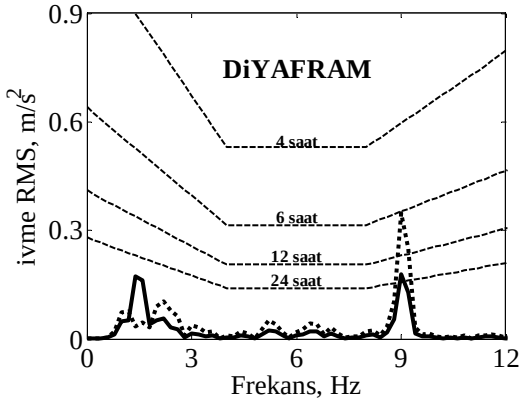

(e)



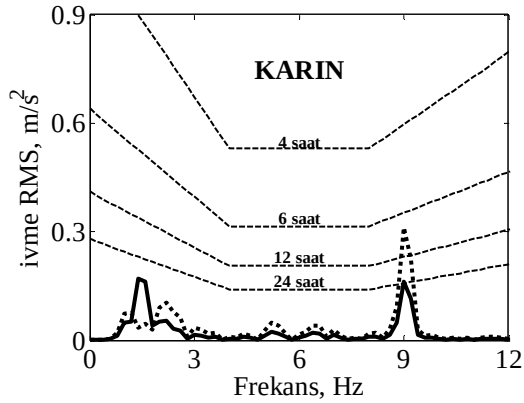

(f)



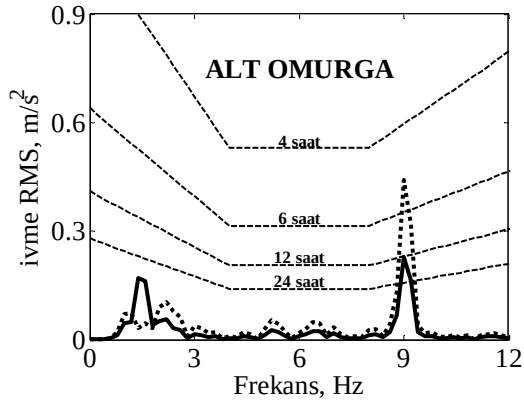

(g)



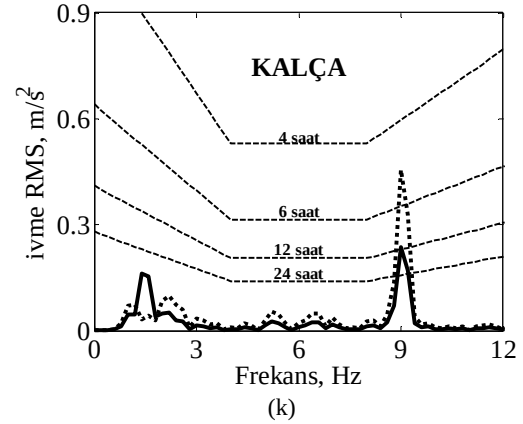

(h)




(i)




(j)




(k)

Şekil 4. a) Kafa, b) boyun, c) omurga üst bölgesi, d) ön kol, e) kol, f) gövde, g) göğüs kafesi, h) diyafram, i) karın, j) omurga alt bölgesi ve k) kalça, için ivme RMS – frekans grafikleri. Şekillerde ince kesikli çizgi ISO 2631 standardını, kalın kesikli çizgi kontrolcüsüz haldeki sistem cevabını ve kalın devamlı çizgi de kontrolcülü hal için sistem cevabını göstermektedir.

Frekans cevapları incelendiğinde, 1.2 ve 9 Hz civarlarında iki tepe noktası görülmektedir. Taşıtın ana kütlesinin ve tekerlek aksının doğal frekanslarının sırasıyla 1.2 Hz ve 9 Hz civarlarında kestirilmesinden dolayı, bu iki tepe noktasının ilgili yapıların doğal frekanslarından kaynaklandığı düşünülmektedir. Taşıtın pasif kontrol

durumunda vücudun çeşitli yerlerinde meydana gelen rahatsızlık hissinin yolculuğa başladıktan 4 ile 6 saat sonra oluşmaya başladığı görülmektedir. Kayan kipli kontrolcü kullanılması durumunda ise rahatsızlığın başlangıcının 10 ile 12 saat sonra oluşacağı anlaşılmaktadır. Kontrolcülü durumda ayrıca 1.2 Hz'te küçük tepe noktaları görülmektedir. Genlikleri küçük olduklarından dolayı bu tepe noktarı ISO 2631'e göre kabul edilebilir değerlerdir.

Sonuç olarak, taşıt süspansiyon sistemlerinde kayan kipli kontrolcü kullanımının insan vücudundaki olası semptomların oluşmasını önemli ölçüde geciktirdiği sonucuna ulaşılmaktadır.

## 6. KAYNAKLAR


1. Rasmussen G., Human Body Vibration Exposure And Its Measurement, Journal of Acoustical Society of America, Volume 73, Issue 6, 1983, 2229-2229.

2. Griffin, M.J., A comparison of standardized methods for predicting the hazards of whole-body vibration and repeated shocks, Journal of Sound and Vibration, Vol. 215, 1998, p. 883-914.

3. Griffin, M. J., Paddan, G. S., Effect of seating on exposures to whole-body vibration in vehicles, Journal of Sound and Vibration, Vol. 253(1), 2002, p. 215-241.

4. Yağız N., "Comparison and Evaluation of Different Control Strategies on a Full Vehicle Model with Passenger Seat Using Sliding Modes ", International Journal of Vehicle Design, 2004, Vol. 34, No.2.

5. Yağız N., Yüksek İ., "Sliding Mode Control of Active Suspensions for a Full Vehicle Model", International Journal of Vehicle Design, Vol. 26, Nos. 2/3, 2001, pp. 264-276.

6. Sezgin, A., Arslan, Y.Z., Analysis of the vertical vibration effects on ride comfort of vehicle driver, Journal of Vibroengineering, 2012, Vol. 14, Issue 2, pp:559-571.

7. Gunston T.P., Rebelle J., Griffin M.J., A comparison of two methods of simulating seat suspension dynamic performance, Journal of Sound and Vibration, 278, 2004, 117-134.

8. Lemerle P., Boulanger P., Lower limb contribution to the dynamic response of the seated man, Journal of Sound and Vibration, 294, 2006, 1004-1015.

9. Liang C.C., Chiang C.F., A study on biodynamic models of seated human subjects exposed to vertical vibration, International Journal of Industrial Ergonomics, 36, 2006, 869-890.

10. Qassem, W., Model prediction of vibration effects on human subject seated on various cushions, Medical Engineering and Physics, Vol. 18(5), 1996, p. 350–358.

11. Kropac O., Mucka P., Be Careful when using the International Roughness Index as an indicator of the road un evenness, Journal of Sound and Vibration, 287, 2007, 989-1003.

12. Utkin, V.I., Variable structure systems with sliding modes, IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 22, Issue 2, 1977, p. 212-222.

13. Yağız, N., Arslan, Y.Z., Hacıoglu, Y., Sliding mode control of a finger for a prosthetic hand, Journal of Vibration and Control, Vol. 13, Issue 6, 2007, p. 733-749.

14. Fritz M., Three-dimensional biomechanical model for simulating the response of the human body to vibration stres, Med. Biol. Eng. Comput., 36, 1998, 686-692.

15. Eger T., Stevenson J., Boileau P.E., Salmoni A., VIBRG, Predictions of health risks associated with the operation of load-haul-dump mining vehicles: Part 1—Analysis of whole-body vibration exposure using ISO

2631-1 and ISO-2631-5 standards, International journal of industrial ergonomics, ISSN 0169-8141, 2008, 38, 9-10, 726-738.

16. Paddan G.S., Griffin M.J., Effect Of Seating On Exposures To Whole-Body Vibration In Vehicles, Journal of Sound and Vibration, 253(1), 2002, 215-241.

17. Gürgöze, M., Analitik Metotlarla Titreşimlerin Etüdü, İ.T.Ü. Rektörlüğü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yayın No:1,1984.

18. Seto, W.W., Mechanical Vibrations, SCHAUM'S OUTLINE SERIES, McGraw-Hill International Book Company, 0-07-099065-04, 1983.

## 7. EK

### 7.1. Sistem Parametreleri

**Tablo 2** Sistem parametreleri

| | | | |
|---|---|---|---|
| $m_1$ | 27.230 kg | $m_2$ | 5.906 kg |
| $m_3$ | 0.454 kg | $m_4$ | 1.362 kg |
| $m_5$ | 32.697 kg | $m_6$ | 5.470 kg |
| $m_7$ | 5.297 kg | $m_8$ | 2.002 kg |
| $m_9$ | 4.806 kg | $m_{10}$ | 1.084 kg |
| $m_{11}$ | 5.445 kg | $m_{12}$ | 66.50 kg |
| $m_{13}$ | 277.16 kg | $m_{14}$ | 28.00 kg |
| $b_1$ | 370.8 N.s/m | $b_2$ | 292.3 N.s/m |
| $b_3$ | 292.3 N.s/m | $b_4$ | 292.3 N.s/m |
| $b_{54}$ | 292.3 N.s/m | $b_{59}$ | 3581.6 N.s/m |
| $b_6$ | 3581.6 N.s/m | $b_7$ | 3581.6 N.s/m |
| $b_8$ | 3581.6 N.s/m | $b_9$ | 3581.6 N.s/m |
| $b_{10}$ | 3581.6 N.s/m | $b_{11}$ | 3581.6 N.s/m |
| $b_{13}$ | 2000.0 N.s/m | $b_{14}$ | 500.0 N.s/m |
| $k_1$ | 25016.0 N/m | $k_2$ | 877 N/m |
| $k_3$ | 877 N/m | $k_4$ | 877 N/m |
| $k_{54}$ | 52621.0 N/m | $k_{59}$ | 877 N/m |
| $k_6$ | 67542.0 N/m | $k_7$ | 67542.0 N/m |
| $k_8$ | 52621.0 N/m | $k_9$ | 52621.0 N/m |
| $k_{10}$ | 52621.0 N/m | $k_{11}$ | 52621.0 N/m |
| $k_{12}$ | 211180.0 N/m | $k_{13}$ | 27000.0 N/m |
| $k_{14}$ | 16000.0 N/m | $Sq$ | $0{,}2648*10^{-6}$ |
| $l_1$ | 2,21 | $q$ | 0,1 |
| $w$ | 2 | $L_m$ | 2π/80 |
| $L_M$ | 2π/0,1 | | |

### 7.2. Hareket Denklemleri

[17], [18] kullanarak;

$$m_1\cdot\ddot{x}_1+k_1\left(x_1-x_{14}\right)-k_2\left(x_2-x_1\right)-k_8\left(x_8-x_1\right)+b_1\left(\dot{x}_1-\dot{x}_{14}\right)-b_2\left(\dot{x}_2-\dot{x}_1\right)-b_8\left(\dot{x}_8-\dot{x}_1\right)=-u_1, \quad (22)$$

$$m_2\cdot\ddot{x}_2+k_2\left(x_2-x_1\right)-k_3\left(x_3-x_2\right)+b_2\left(\dot{x}_2-\dot{x}_1\right)-b_3\left(\dot{x}_3-\dot{x}_2\right)=u_1, \quad (23)$$

$$m_3\cdot\ddot{x}_3+k_3\left(x_3-x_2\right)-k_4\left(x_4-x_3\right)+b_3\left(\dot{x}_3-\dot{x}_2\right)-b_4\left(\dot{x}_4-\dot{x}_3\right)=0, \quad (24)$$

$$m_4\cdot\ddot{x}_4+k_4\left(x_4-x_3\right)-k_{54}\left(x_5-x_4\right)+b_4\left(\dot{x}_4-\dot{x}_3\right)-b_{54}\left(\dot{x}_5-\dot{x}_4\right)=0, \quad (25)$$

$$m_5\cdot\ddot{x}_5+k_{54}\left(x_5-x_4\right)+k_{59}\left(x_5-x_9\right)-k_6\left(x_6-x_5\right)+b_{54}\left(\dot{x}_5-\dot{x}_4\right)+b_{59}\left(\dot{x}_5-\dot{x}_9\right)-b_6\left(\dot{x}_2-\dot{x}_5\right)=0, \quad (26)$$

$$m_6\cdot\ddot{x}_6+k_6\left(x_6-x_5\right)-k_7\left(x_7-x_6\right)+b_6\left(\dot{x}_6-\dot{x}_5\right)-b_7\left(\dot{x}_7-\dot{x}_6\right)=0, \quad (27)$$

$$m_7\cdot\ddot{x}_7+k_7\left(x_7-x_6\right)+b_7\left(\dot{x}_7-\dot{x}_6\right)=0, \quad (28)$$

$$m_8\cdot\ddot{x}_8+k_8\left(x_8-x_1\right)-k_9\left(x_9-x_8\right)+b_8\left(\dot{x}_8-\dot{x}_1\right)-b_9\left(\dot{x}_9-\dot{x}_8\right)=0, \quad (29)$$

$$m_9\cdot\ddot{x}_9+k_9\left(x_9-x_8\right)-k_{10}\left(x_{10}-x_9\right)+b_9\left(\dot{x}_9-\dot{x}_8\right)-b_{10}\left(\dot{x}_{10}-\dot{x}_9\right)=0, \quad (30)$$

$$m_{10}\cdot\ddot{x}_{10}+k_{10}\left(x_{10}-x_9\right)-k_{11}\left(x_{11}-x_{10}\right)+b_{10}\left(\dot{x}_{10}-\dot{x}_9\right)-b_{11}\left(\dot{x}_{11}-\dot{x}_{10}\right)=0, \quad (31)$$

$$m_{11}\cdot\ddot{x}_{11}+k_{11}\left(x_{11}-x_{10}\right)+b_{11}\left(\dot{x}_{11}-\dot{x}_{10}\right)=0, \quad (32)$$

$$m_{12}\cdot\ddot{x}_{12}+k_{12}\left(x_{12}-x_0\right)-k_{13}\left(x_{13}-x_{12}\right)-b_{13}\left(\dot{x}_{13}-\dot{x}_{12}\right)=0, \quad (33)$$

$$m_{13}\cdot\ddot{x}_{13}+k_{13}\left(x_{13}-x_{12}\right)-k_{14}\left(x_{14}-x_{13}\right)+b_{13}\left(\dot{x}_{13}-\dot{x}_{12}\right)-b_{14}\left(\dot{x}_{14}-\dot{x}_{13}\right)=0, \quad (34)$$

$$m_{14}\cdot\ddot{x}_{14}+k_{14}\left(x_{14}-x_{13}\right)-k_1\left(x_1-x_{14}\right)+b_{14}\left(\dot{x}_{14}-\dot{x}_{13}\right)-b_1\left(\dot{x}_1-\dot{x}_{14}\right)=0. \quad (35)$$

### 7.3. Yol pürüzlülüğü

$$H(l)=(1-q)\,H_0(l)+q\,H_1(l) \quad (36)$$

$$G_{H_0}\left(\Omega\right)=C\cdot\Omega^{-w} \quad (37)$$

$$IRI=a\cdot\sqrt{C} \quad (38)$$

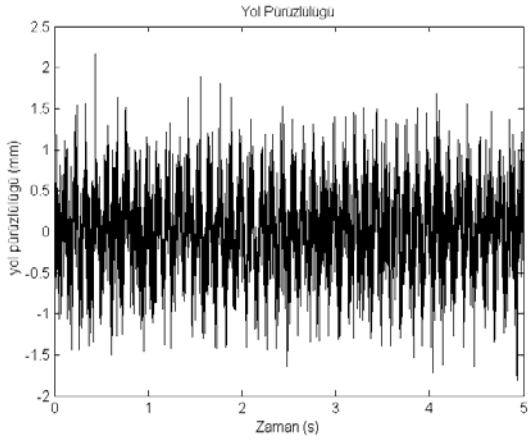
$$a=2,21\cdot e^{(-0,356\Delta w+0,13(\Delta w)^2)} \quad (39)$$

$$\Delta w=w-2 \quad (40)$$

$$H_1(l) = A_d \cdot \cos(2\pi l / l_1) \quad (41)$$

$$A_d = \sqrt{2D_0 q/(1-q)} \quad (42)$$

$$D_0 = C(2\pi)^{-w+1}(w-1)^{-1}\left(L_M{}^{w-1} - L_m{}^{w-1}\right) \quad (43)$$




Şekil 5. Sisteme verilen yol girişi.

# ELLE YÜK KALDIRMANIN BULANIK DİFERANSİYEL DENKLEMLER İLE MODELLENMESİ

Bilal USANMAZ, Ömer GÜNDOĞDU

Atatürk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 25240, ERZURUM

bilal@atauni.edu.tr, omergun@atauni.edu.tr

## ÖZET

Bel ve sırt ağrıları için elle yük kaldırma işleri en önemli etken olarak belirtilmektedir ve dolayısıyla iş ile ilgili rahatsızlıkların da ana nedenleri arasında sayılmaktadır. Bu çalışmanın amacı, bel ve sırt ağrıları sağlık açısından insanları, zaman işgücü ve üretim kayıpları açısından endüstriyi etkilediğinden dolayı, karmaşıklık ve belirsizlik içeren elle yük kaldırma eylemlerini, bulanık diferansiyel denklemler kullanarak etkin bir şekilde analiz eden bir biyomekanik model sunmaktır. Modelde, kaldırma işleri esnasında bele etkiyen maksimum kuvvetler ve momentler farklı alfa-kesim değerleri için alt ve üst aralıkları içerir biçimde hesaplanmıştır. Giriş değişkenleri olan boy, kilo ve kaldırılan ağırlık ile çıktılar bulanık kümelenmiştir. Giriş değişkenlerinin sonuçlar üzerindeki etkileri yorumlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Elle yük kaldırma, bulanık diferansiyel denklemler, biyomekanik, bulanık kümeleme

## MODELLING MANUAL MATERIAL HANDLING WITH FUZZY DIFFERENTIAL EQUATIONS

## ABSTRACT

Manual materials handling tasks are being reported as the most important factor for low back pains, and hence, they are among the main reasons for work-related diseases. The goal of this study is to provide a biomechanical model to effectively analyze manual materials handling activities, which contain complexity and uncertainties, by using fuzzy differential equations, since lower back pains affect people in terms of health, and industry in terms of time, labor and production loses. In the model, maximum forces and moments at lower back during lifting tasks are computed for different alpha-cuts containing upper and lower ranges. Input variables, like height, weight, and handling mass, as well as the outputs, are fuzzy clustered. The effects of input variables on the results are interpreted.

**Keywords:** Manual materials handling, fuzzy differential equations, biomechanics, fuzzy clustering

## 1. GİRİŞ

İnsanların bir yükü kaldırırken, indirirken, tutarken, çekerken, iterken veya taşırken kuvvet kullanmasını gerektiren aktiviteler elle yapılan işler sınıfındadır [1]. Teknik imkanlara rağmen elle yapılan işlere duyulan ihtiyaç devam etmektedir. Bu aktiviteler iş ile ilgili rahatsızlıkların ana nedenleri arasında gösterilmektedir. Özellikle kaldırma aktivitesi bel ve sırt ağrıları için başlıca etken olarak belirtilmektedir [2]. Ağrıya maruz kalan çalışanlar, 6 – 12 hafta içinde işlerine geri dönebilmektedirler ve artık diğerlerine nazaran daha fazla risk taşımaktadırlar [3]. Dolayısıyla, bir taraftan kaybedilen iş gücü ve zaman, diğer taraftan üretime, ekonomiye ve sigorta giderlerine olumsuz olarak yansımaktadır. 1970'lerden itibaren konuyla ilgili araştırmalar artış göstermiştir. İnsanların yük kaldırma kapasite ve limitleri üzerine çalışmalar yürütülmüştür [4]. Biyomekanik, fizyolojik ve psikofiziksel olmak üzere üç yaklaşım temel alınarak kurulan modeller aracılığıyla önleyici tedbirler alınmaya çalışılmıştır. İnsan vücudu iskeletinin bir dizi mekanik bağlantılar şeklinde düşünüldüğü

biyomekanik yaklaşım statik veya dinamik modeller kurulmasına imkan tanımaktadır. Bu çalışmada, kaldırma eylemi için biyomekanik model kurularak bel kısmında oluşabilecek maksimum kuvvet ve momentler tahmin edilmiştir. Modelin içerdiği karmaşıklık ve belirsizlikler göz önüne alınarak daha etkin bir tahmin için bulanık diferansiyel denklemler tercih edilmiştir. Farklı sahalarda ilgi görmeye devam eden bulanık diferansiyel denklemler (BDD) konusunda ilk adımı 1972 yılında bulanık türev kavramıyla Chang ve Zadeh atmıştır [5]. Dubois ve Prade'in [6] genişleme prensibinden faydalanarak önerdikleri çözümün ardından Puri ve Ralescu [7] Hukuhara-türevini önermiştir. BDD'ler için farklı metodlar literatüre kazandırılmıştır [8,9,10]. Bulanık başlangıç değer problemleri ilk olarak Kaleva [11,12] ve Seikkala [13] tarafından çalışılmıştır.

Modelin tahmin neticelerini içeren veri setlerinin merkezleri bulanık kümeleme metodu yardımıyla tespit edilmiştir. Her bir veri noktasının bu merkezlere olan uzaklığı BMI (vücut kitle indeksi) kategorileri dikkate alınarak değerlendirilmiştir. Kümeleme metodları hiyerarşik ve bölümleyici diye ayrılmaktadır. Dunn tarafından 1973 yılında ortaya konan [14] ve 1981 yılında Bezdek [15] tarafından geliştirilen bulanık kümeleme algoritması bölümleyici metodlar arasındadır.

## 2. MODELLEME

Model; girdilerine karşın, genetik algoritma ile en iyilediği katsayıları kullanarak bel kısmında oluşacak maksimum kuvvet ve momentleri tahmin etmektedir. Model içinde kullanılan diferansiyel denklemler bulanık formda yazılmıştır. Dolayısıyla, model girdileri de bulanık sayı (gaussian) biçimindedir. Bulanık sayıların tümü için üyelik değeri 0.95 alınmıştır. Üç farklı ağırlık değeri (6.8 – 13.6 – 20.5 kg) için kaldırma sonuçları değerlendirilmiştir. Model girdileri bireyin kilosu, boyu ve kaldırılan ağırlık, çıktıları ise moment ve kuvvetlerdir. Teorik çalışma için boy-kilo verileri BMI tablosundan üretilmiştir. Dünya sağlık örgütü tarafından yayınlanan tablo; 147.32 – 193.04 cm boy aralığı ve 41.23 – 201.20 kg vücut ağırlığı aralığını kapsamaktadır [16].

### 2.1. Bulanık Diferansiyel Denklemler

Numerik çözüm için bulanık diferansiyel denklemlerin modifiye edilmiş taylor metodu ile hesaplanması yöntemi kullanılmıştır.

$\boldsymbol{y_i = y(t_i)}$ yaklaşık çözümü için;

$\boldsymbol{T(t_i, y_i) = \sum_{i=0}^{p-1} \frac{h_i}{(i+1)!} f^i(t_i, y_i)}$ iken

$\boldsymbol{y_{i+1} = y_i + hT(t_i, y_i), i = 0, 1, \ldots N-1}$

kullanılarak,

$\boldsymbol{\tilde{k}^{\alpha} = [a^{\alpha}, b^{\alpha}]}$, $\boldsymbol{\alpha}$ kesimine sahip bulanık gaussian sayısı için alt ve üst aralıklar modelin girdilerine uygulanarak,

$$\boldsymbol{a^{\alpha} = \bar{z} - \sqrt{-log_e\left(\mu_{\tilde{k}}(z)\right) * (2\sigma^2)}}$$

$$\boldsymbol{b^{\alpha} = \bar{z} + \sqrt{-log_e\left(\mu_{\tilde{k}}(z)\right) * (2\sigma^2)}}$$

$\bar{z}$ : dağılımın merkez noktası
$\sigma_l$ : sola yayılan kısmın standart sapması
$\sigma_r$ : sağa yayılan kısmın standart sapması

$$\boldsymbol{[y(t_n)]_{\alpha} = [y_1(t_n; \alpha), y_2(t_n; \alpha)]}$$

$\boldsymbol{\alpha}$ kesimleri için çözüm yapılır.

### 2.2. Bulanık Kümeleme

Yöntem olarak, bulanık kümeleme algoritmaları içerisinde en yaygın kullanılan FCM (Fuzzy c-means) tercih edilmiştir. Yöntem, küme merkezleri ile veri noktaları arasındaki uzaklıkları baz alan iteratif bir minimizasyon algoritmasıdır. Veri noktasının tespit edilen küme merkezlerine üyelik dereceleri toplamı 1'e eşittir. Bu durum, veri noktasının aynı anda birden fazla kümeye ait olabileceğini gösterir. Her iterasyonda üyelik değerleri ve küme merkezleri güncellenir. Kümeleme adımları şöyle özetlenebilir;

Veri seti, $X = \{x_1, x_2, \ldots, x_n\}$,

Küme merkezleri, $v = \{v_1, v_2, \ldots, v_c\}$,

Bulanık üyelik matrisi, $U = (\mu_{ij})_{c*n}$,

Öklid mesafesi $d_{ij}$, $\boldsymbol{i^{inci}}$ veri noktası ile $\boldsymbol{j^{inci}}$ küme merkezi arasındaki uzaklık,

J, amaç fonksiyonu olmak üzere,

Adım-1: ‘c’ adedince rastgele küme merkezi belirle,

Adım-2: Bulanık üyelik değerlerini $\mu_{ij}$ hesapla,

$$\mu_{ij} = 1 / \sum_{k=1}^{c} (d_{ij} / d_{ik})^{(2/m-1)}$$

Adım-3: Bulanık küme merkezlerini $v_j$ hesapla,

$$v_j = (\sum_{i=1}^{n} (\mu_{ij})^m x_i) / (\sum_{i=1}^{n} (\mu_{ij})^m), \forall j = 1, 2, ..., c$$

Adım-4: Minimum J değerine ulaşıncaya kadar 2. ve 3. adımları tekrar et,

$$J(U, V) = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{c} (\mu_{ij})^m \left\| x_i - v_j \right\|^2$$

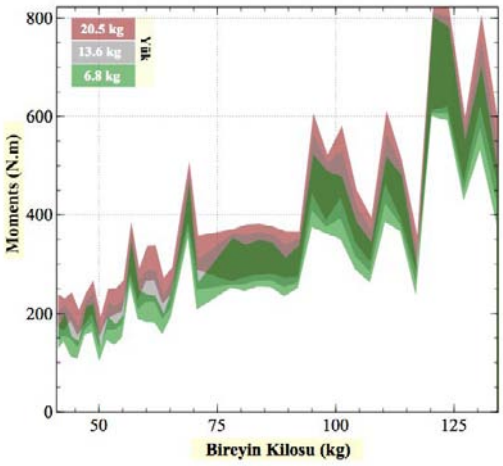
## 3. SONUÇLAR

Kaldırılan her bir ağırlık gaussian bulanık sayı biçiminde ifade edilmiş, 0.95 alfa-seviyesinde kesilmiştir. Dolayısıyla her bir veri için alt ve üst aralıklar oluşmuştur. 6.8 kg için bu aralıklar [6.63 – 6.96] şeklindedir. Çıktılar da aynı formata sahiptir.

Maksimum moment ve kuvvet hesaplamaları tek bir değeri değil, alt ve üst limitlere sahip bir aralığı belirtir duruma gelmiştir. Gerek modelin kendisinden gerekse kaldırma aktivitesinin karmaşıklığından ötürü hesaba katılması gereken belirsizlikler mevcuttur. Tek değerlikli nokta tahmini yapmak yerine bu noktaların bulandırılması ve mevcut belirsizlikleri de barındırması amaçlanmıştır.

### 3.1. Maksimum Momentler ve Kuvvetler

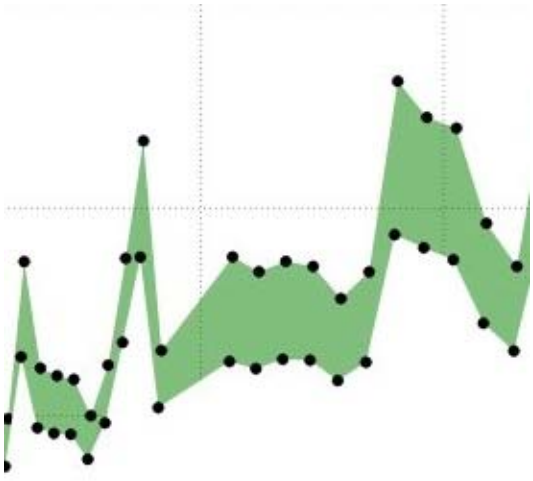
Veri setinin genelini kapsayacak şekilde, alınan örneklem üzerinden Şekil 1’de maksimum momentler ve Şekil 3’de maksimum kuvvetler gösterilmiştir.




Şekil 1. Maksimum Momentler.

Bireyin kilosuna karşın, moment değerlerine yer verilen grafikte kilo aralığı 41.07 – 134.29 kg ve boy aralığı 131.30 – 209.05 cm’dir. Kilo ve boy aralıklarının BMI tablosu sınırları dışına taşmasının nedeni, her bir girdinin alta ve üste doğru bulandırılmış olmasındandır.

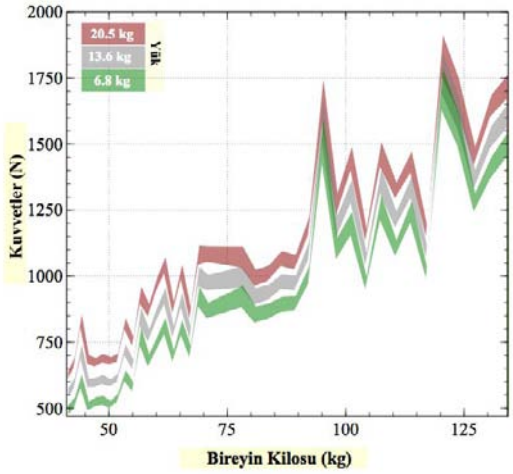
Grafikte alttan üste doğru sıralanan üç eğri, sırasıyla kaldırılan yüklere göre moment değerlerinin bulanık durumlarını göstermektedir. Eğriler Şekil 2’de gösterildiği gibi tek bir çizgi halinde olmayıp farklı noktalarda incelip, kalınlaşan bulanık bir aralığı temsil etmektedir.



Şekil 2. Bulanıklaştırılmış veri seti görünümü

Şekil 1 ve Şekil 3’de, bir çok noktada yükler farklı olmasına rağmen değer aralıklarının

birbiri ile kesiştiği görülmektedir. Bulanık kaideler gereği bir küme elemanı aynı anda birden fazla kümenin üyesi olabilir. Üç farklı eğrinin üç farklı bulanık kümeyi temsil ettiği düşünülürse, 80 kg ağırlığında bir bireyin beline etkiyen 300 Nm moment farklı üyelik dereceleri ile üç kümeye de ait olacaktır.



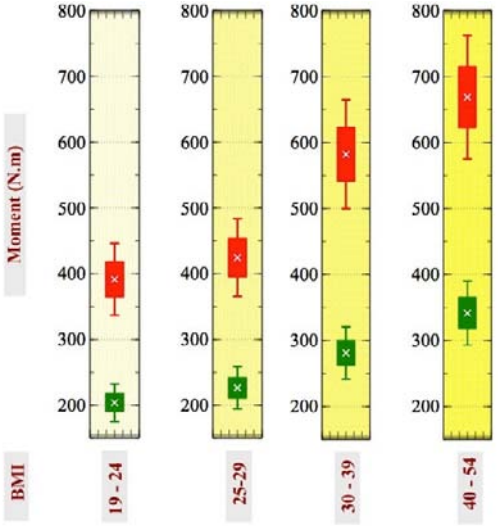

Şekil 3. Maksimum Kuvvetler.

Yine Şekil 1 ve Şekil 3'de artan kilogram değerlerine paralel olarak moment ve kuvvetinde salınır bir şekilde arttığı görülmektedir.

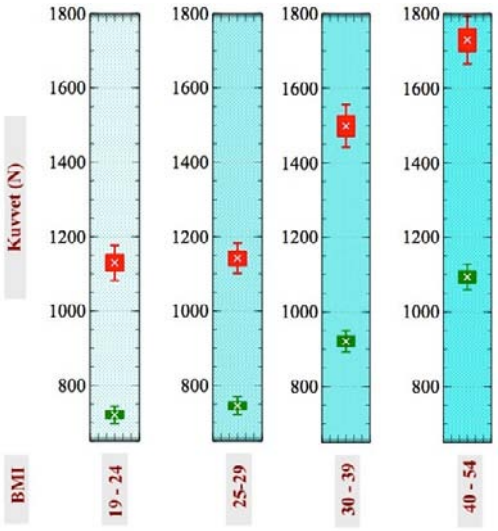
### 3.2. Bulanık Kümeleme

Sonuçları BMI kategorilerine göre değerlendirebilmek için kaldırılan üç farklı ağırlık önce üç ayrı veri seti olarak birbirinden ayırılmış sonra her bir set WHO sınıflandırmasına göre tekrar dört kategoriye bölünmüştür.

Tablo 1'de belirtildiği gibi boy ve kilo değerleri dört BMI sınıfı için kendi içerlerinde bulanık kümelenmiştir. Her sınıf için moment ve kuvvet değerlerinin hangi noktalarda kümelendiğinin tespit edilmesi amaçlanmıştır. Yine her sınıf için küme merkezlerinin aralıkları belirlenmeye çalışılmış bu amaçla algoritma iki merkez için koşturulmuştur.




Şekil 4. 6.8kg yük için BMI Sınıflarına göre bulanık kümelenmiş momentler




Şekil 5. 6.8kg yük için BMI Sınıflarına göre bulanık kümelenmiş kuvvetler

Şekil 4 ve Şekil 5'de sadece 6.8 kg ağırlık için moment ve kuvvet değerlerinin küme merkezleri, BMI sınıfları cinsinden belirtilmiştir. Üyelik matrisi içerisinde, her bir küme elemanının üyelik değeri dikkate alınarak küme merkezlerine yakınlıkları bulunmuş ve %'lik değerleri cinsinden Tablo 1'de gösterilmiştir. BMI sınıfı 25 – 29 (fazla kilolu) arasında olan bireylerin 6.8 kg ağırlığı kaldırdıklarında bel kısımlarına etkiyecek maksimum moment değerleri 194.60 – 258.78 ile 336.63 – 446.52 Nm merkez noktaları etrafında olacaktır. Küme elemanlarının %66'sı ilk merkez noktalarına %34'ü ise ikinci merkez noktalarına daha yakın olduğu tespit edilmiştir. Yine kuvvetler için bu örnek

üzerinden Tablo 1'deki veriler değerlendirilebilir.

Tablo 1. BMI ve Kaldırılan ağırlık bazında kümelenmiş kuvvet ve momentler

| Yük / Bmi | 6.8 (%) | | 13.6 (%) | | 20.5 (%) | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 19 – 24 | Moment | Kuvvet | Moment | Kuvvet | Moment | Kuvvet |
| Küme-1 | 175.20<br>232.78(66) | 697.48<br>743.89(79) | 199.00<br>262.11(66) | 784.43<br>830.93(79) | 223.57<br>292.38(67) | 871.17<br>917.31(79) |
| Küme-2 | 336.63<br>446.52(34) | 1082.33<br>1177.28(21) | 362.21<br>477.50(34) | 1169.15<br>1263.78(21) | 390.93<br>512.42(33) | 1251.72<br>1344.98(21) |
| 25 – 29 | Moment | Kuvvet | Moment | Kuvvet | Moment | Kuvvet |
| Küme-1 | 194.60<br>258.78(66) | 721.51<br>769.21(59) | 216.93<br>286.07(64) | 804.23<br>851.47(59) | 240.21<br>314.79(64) | 889.88<br>937.03(59) |
| Küme-2 | 365.59<br>483.44(34) | 1100.98<br>1182.56(41) | 388.47<br>511.10(36) | 1181.77<br>1262.47(41) | 414.87<br>543.13(36) | 1267.47<br>1346.90(41) |
| 30 – 39 | Moment | Kuvvet | Moment | Kuvvet | Moment | Kuvvet |
| Küme-1 | 241.54<br>320.80(70) | 892.62<br>950.24(63) | 265.85<br>350.67(70) | 974.41<br>1031.68(62) | 290.01<br>380.44(69) | 1058.46<br>1115.09(61) |
| Küme-2 | 499.90<br>664.75(30) | 1441.61<br>1555.67(37) | 523.05<br>693.11(30) | 1521.53<br>1634.69(38) | 546.39<br>721.38(31) | 1604.23<br>1716.44(39) |
| 40 – 54 | Moment | Kuvvet | Moment | Kuvvet | Moment | Kuvvet |
| Küme-1 | 293.04<br>390.15(64) | 1059.11<br>1128.62(58) | 315.54<br>417.91(65) | 1140.45<br>1209.61(56) | 338.10<br>445.83(63) | 1224.15<br>1293.07(56) |
| Küme-2 | 575.08<br>762.51(36) | 1665.08<br>1793.44(42) | 597.52<br>789.71(35) | 1749.68<br>1877.25(44) | 620.58<br>817.57(37) | 1837.61<br>1964.50(44) |

## 4. TARTIŞMA

Elle yük kaldırma aktivitesinin yapıldığı çalışma ortamlarında yaralanma ve incinmelerin önlenebilmesi için alınacak tedbirler devam eden aşamalardaki kayıpların da önüne geçecektir.

Üretim bantlarında çalışan ve kaldırma eylemi yapmak zorunda olan işçiler boy – kilo verilerine göre fabrikanın ilgili bölümüne yerleştirilebilir. Veya üretim bandında ki kaldırılacak yük mevcut işçilerin verileri nispetinde en iyilinebilir. Yine hastane gibi insanların kaldırılması, taşınması aktivitelerini yapan personellerin seçimi, uygun servislerde çalıştırılması için kurulan model bir araç olarak kullanılabilir.

Modelin, özellikle vücut kitle indeksini temel alarak sunduğu veriler dikkate alınarak bireyler kendi limitlerini belirliyebilir ve iş seçiminde bilinçli davranabilirler.

## 5. KAYNAKLAR

1. European Agency for Safety and Health at Work. Hazards and risks associated with manual handling of loads in the workplace. 2007. http://osha.europa.eu/publications/factsheets/73.

2. Bernard, T. M., Ayoub, M.M., Lin, C.J., "Evaluation of biomechanical simulation model for sagittal plane lifting", International Journal of Industrial Ergonomics, 24, 157 – 171, 1999.

3. Op De Beeck, R., Hermans, V., Work-Related low back disorders, Institute for Occupational Safety and Health, Brüksel, Belçika, 2000.

4. Ayoub, M.M., "Problems and solutions in manual materials handling: the state of the art", Ergonomics, 35, 713 – 728, 1992.

5. Chang, S. L., Zadeh, L. A., "On fuzzy mapping and control", IEEE Trans. Systems Man Cybernet., 2 , s. 30–34, 1972.

6. Dubois, D., Prade, H., "Towards fuzzy differential calculus: Part 3, Differentiation", Fuzzy Sets and Systems, 8, 225-233, 1982.

7. Puri, M. L., Ralescu, D. A., “Differentials of fuzzy function”, J. Math. Anal. Appl., 91, 552-558, 1983.

8. Goetschel, R., Voxman, W., “Elementary fuzzy calculus”, Fuzzy Sets Syst., 18, s. 31–43, 1986.

9. Hüllermeier, E., “An approach to modelling and simulation of uncertain dynamical systems”, Int. J. Uncertainty, Fuzzyness and Knowledge-Based Systems, 5, 117-137, 1997.

10. Bede, B., Gal, S. G., “Generalizations of the differentiability of fuzzy-number-valued functions with applications to fuzzy differential equations”, Fuzzy Sets and Systems, 151, 581-599, 2005.

11. Kaleva, O., “Fuzzy differential equations”, Fuzzy Sets Syst., 24, s. 301–317, 1987.

12. Kaleva, O., “The Cauchy problem for Fuzzy differential equations”, Fuzzy Sets and Syst., 35, s. 389–396, 1990.

13. Seikkala, S., “On the fuzzy initial value problem”, Fuzzy Sets Syst., 24, s. 319–330, 1987.

14. Dunn, J. C., “A Fuzzy Relative of the ISODATA Process and Its Use in Detecting Compact Well-Separated Clusters”, Cybernetics and Systems, 3: 3, 32 — 57, 1973.

15. Bezdek, J. C., “Pattern Recognition with Fuzzy Objective Function Algoritms”, Plenum Press, New York, 1981.

16. WHO. Physical status: the use and interpretation of anthropometry. Report of a WHO Expert Committee. World Health Organ Tech Rep Ser 1995:854.

# İNSAN VÜCUDU BİYOTİTREŞİM MODELİNİN MODEL İNDİRGENMESİ

Ömer GÜNDOĞDU, M.Raci AYDIN, Bilal USANMAZ

Atatürk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 25240, ERZURUM

omergun@atauni.edu.tr, muhammet.aydin@atauni.edu.tr, bilal@atauni.edu.tr

## ÖZET

Biyomekanik modeller çoğunlukla karmaşık tabiatlıdırlar, dolayısıyla çok sayıda diferansiyel denklemlerle ifade edilirler. Bu denklemlere dayalı analiz ve simülasyonlar meşakkatli, zaman alıcı ve bazen mümkün değildir. Bu nedenle yüksek mertebeden modelleri, orijinal modellerinin çoğu özelliğini koruyacak şekilde daha düşük mertebeden yaklaşık modelleriyle değiştirmek arzu edilir. Bu çalışmada, ISO 7962 de insan vücudu titreşim davranışı için sunulan yüksek mertebeli bir model, daha düşük mertebeden bir modele genetik algoritmalar kullanılarak indirgenmiştir. Çalışmada kullanılan parametre değerleri ISO 7962 den doğrudan alınmış, ve yeni parametrelerle elde edilen sonuçlar, orijinal modelle ve standartta verilen deneysel sonuçlarla kıyaslanarak yeni modelin etkinliği araştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Model indirgeme, insan vücudu titreşimi, ISO 7962, genetik algoritmalar

## MODEL ORDER REDUCTION OF HUMAN BODY BIOVIBRATIONAL MODEL

## ABSTRACT

Biomechanical models are mostly complex in nature, and hence, involved in a large number of differential equations. Analysis and simulations based on these equations are tedious, time consuming, and sometimes unfeasible. Consequently, it is desirable to replace higher order models with their approximate lower order counterparts in such a way to preserve the most important aspects of the original models. In this study, a model presented in ISO 7962 for human body vibration behavior was reduced to a lower degree of freedom model via the use of genetic algorithms. The parameter values used in the study are directly taken from ISO 7962, and the results obtained from new parameter values were compared with the original model and the experimental results provided in the standard to search the effectiveness of the new model.

**Keywords:** Model reduction, human body vibration, ISO 7962, genetic algorithms

## 1. GİRİŞ

İnsan vücudunun titreşim ve darbelere karşı tepkisini incelemek için kurulan modellerde, vücudun dinamik özelliklerinin bilinmesi büyük önem arz eder. Bu özelliklerin elde edilmesinde kullanılabilecek yöntemlerden biri, insan vücudunun titreşim iletkenlik değerlerinin ölçülmesidir. İnsan vücudunun iletkenliği; vücudun duruşu, tahrik titreşiminin yönü ile tipi ve deneğin fiziksel karakteristiklerine bağlıdır. Ölçümler vücut üzerinde birçok noktada yapılabilecekken en önemli ilgi noktaları baş, boyun, omuzlar ve beldir [1]. ISO 7962 [1] standardı iletkenlik ölçümlerini düşük frekanslar için vermiş ve bu eğrilerle örtüşecek yüksek mertebeden bir vücut titreşim modeli de sunmuştur.

Bu model esas alınarak, insan vücudunun titreşim özelliklerini koruyacak fakat daha düşük bir mertebeyle ifade edecek optimum bir model, genetik algoritmalar kullanılarak tespit edilmeye çalışılmıştır. Düşük mertebeli böyle bir model, taşıt dinamiği ve ergonomik tasarımlar başta olmak üzere makine-insan etkileşiminin incelendiği birçok konuda yapılan biyodinamik araştırmalarda kullanılabilecek niteliktedir.

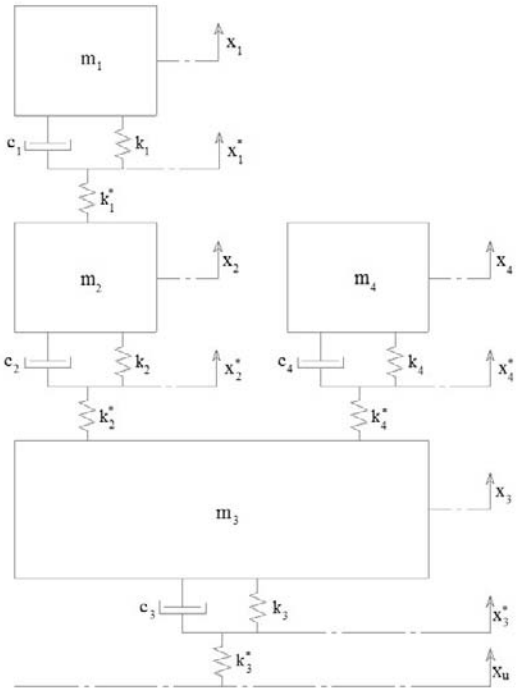
Pratik öneminden dolayı, model indirgeme tekniklerinin önemi geçmişten günümüze giderek artmış ve literatürde birçok yöntem önerilmiştir. Pade ve Routh yaklaşımları [2] ile kümeleme (aggregation) yöntemleri [3-4] gibi önerilen bazı erken dönem yöntemlerinde performans garanti edilmezken Wilson [5-6] ve Hyland ve Bernstein [7-8] gibi metotlar bir performans ölçütünün en iyilenmesi temeline dayanır. Bu son metotlar, zahmetli ve hesap zamanı açısından uzun olmalarına rağmen global minimumu garanti etmezler. Dolayısıyla bu çalışmada, global minimumu bulma şansı daha yüksek olan genetik algoritmaların optimizasyonlarda kullanımı tercih edilmiştir.

## 2. İNSAN VÜCUDUNUN MODELLENMESİ

ISO 7962 [1] standardının önerdiği insan vücudu modeli, dört toparlak kütle ve bir takım doğrusal yay ve sönümleyicilerden oluşmaktadır (Şekil 1). Modelde kullanılan parametreler ilgili standartta verilmiştir (Tablo 1).

İletkenlik vücudun duruşuna bağlı olup, aktiviteden aktiviteye değişir. Temel duruşlar oturma, ayakta durma ve yatar vaziyette durma şeklindedir. Oturma ve ayakta durma, tahrikin yalnız gövdeden ve gövde ile ayaktan aynı anda verilmesine bağlı olarak düşey eksende benzer iletkenlik özellikleri gösterir. Dolayısıyla model hem ayakta duruş hem de otururken insan vücudunun titreşimini analiz edecek şekilde geliştirilmiştir.

Standartta modelin, birebir anatomik model olmadığı dolayısıyla kütlelerin birebir insan uzuvlarının karşılığı olmadığı ifade ediliyor. İndirgenmiş model, gerçek biyolojik sistemi, anatomik olarak birebir temsil etmesinden ziyade, sistem dinamiğinin matematiksel olarak en iyi şekilde taklit etmesi esasına göre kurgulanmıştır. Sistemin cevabı, insan kafası olarak düşünülebilecek $m_1$ kütlesinin zemin tahrikine cevabı olarak ele alınabilir.




Şekil 1. ISO 7962 [1] tarafından önerilen insan vücudu titreşim modeli.

Tablo 1. ISO 7962 [1] tarafından verilen model parametreleri

| **Model parametreleri** | |
|---|---|
| $m_1$ | 8,24 kg |
| $m_2$ | 8,05 kg |
| $m_3$ | 44,85 kg |
| $m_4$ | 13,86 kg |
| $k_1$ | 22 x $10^8$ N·m$^{-1}$ |
| $k_2$ | 20,13 x $10^4$ N·m$^{-1}$ |
| $k_3$ | 88,56 x $10^3$ N·m$^{-1}$ |
| $k_4$ | 36,47 x $10^3$ N·m$^{-1}$ |
| $k_1^*$ | 36 x $10^7$ N·m$^{-1}$ |
| $k_2^*$ | 66 x $10^9$ N·m$^{-1}$ |
| $k_3^*$ | 52,34 x $10^4$ N·m$^{-1}$ |
| $k_4^*$ | 69,30 x $10^3$ N·m$^{-1}$ |
| $c_1$ | 748,1 N·s·m$^{-1}$ |
| $c_2$ | 578,0 N·s·m$^{-1}$ |
| $c_3$ | 2964,0 N·s·m$^{-1}$ |
| $c_4$ | 901,8 N·s·m$^{-1}$ |

Şekil 1'de verilen fiziksel modelin matematiksel modeli Newton'un ikinci kanunu kullanılarak elde edilebilir ve durum uzayları şeklinde

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} \quad (1)$$
$$\mathbf{y} = \mathbf{Cx} + \mathbf{Du} \quad (2)$$

ifade edilebilirler. Burada **A** sistemin durum matrisi, **B** girdi matrisi, **C** çıktı matrisi ve **D** doğrudan iletim matrisi olarak adlandırılırken; **x** durum vektörü, **y** çıktı vektörü ve **u** girdi vektörü olarak adlandırılır [9].

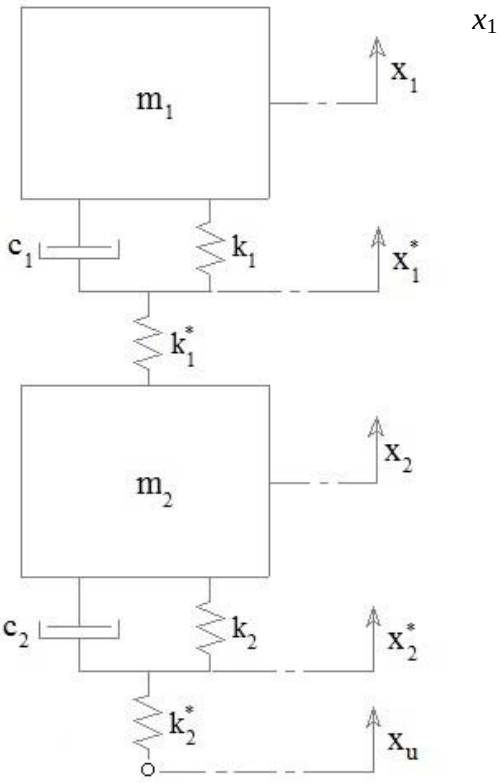
Standart, 0.5 ila 31.5 Hz aralığındaki frekanslar için iletkenlik modülünü ve faz açısını hem deneysel hem de modelden elde edilen veriler için sunmuştur. İletkenlik modülünü, iletilen kuvvetin genliğinin, uygulanan kuvvetin genliğine oranı şeklinde ifade edebiliriz. Şekil 3'de iletkenliğin anılan bu aralıktaki değişimi sunulmuştur.

İletkenlikte gözlenen iki pik, indirgenmiş modelin bir gerçel ve bir kompleks-çift kutup içeren bir sistem ile temsil edilebileceğine işaret ettiği düşünülebilir. Bu amaçla, üç serbestlik derecesine sahip daha düşük bir model (Şekil 2) önerilmiş ve adı geçen frekans aralığında performansının hem teorik hem de deneysel verilerle uyumu araştırılmıştır.

Parametrelerin tespitinde, yüksek mertebeli sistemin impuls cevabıyla düşük mertebeli sistemin impuls cevapları arasındaki farkın karesini en aza indirgeyecek bir amaç fonksiyonu

$$\boldsymbol{J} = \mathbf{min} \sum (\boldsymbol{y}_{\boldsymbol{yüksek}} - \boldsymbol{y}_{\boldsymbol{d}\text{düşük}})^{\mathbf{2}} \quad (3)$$

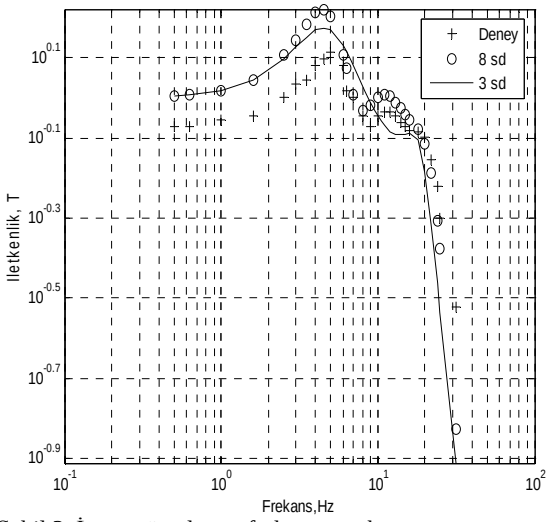
şeklinde önerilmiş ve genetik algoritmalar kullanılarak en iyileme yapılmıştır. Amaç fonksiyonu, birçok lokal minimuma sahip olabilir ve dolayısıyla global minimumu bulmada daha yüksek şansa sahip olan genetik algoritmaların kullanılması tercih edilmiştir [10]. Genetik algoritmalar, geniş bir bölge üzerinde yayılmış nokta popülasyonu üzerinde hesaplamalar yaptıkları için global minimayı yakalamada bir noktadan diğerine belirli bir matematik kural ile ilerleyen diğer yöntemlere göre daha büyük şansa sahiptirler. Dolayısıyla genetik algoritmalar haricindeki metotların başlangıç noktalarına yakın lokal minimuma yakalanma ihtimalleri daha yüksektir [11]. Elde edilen parametreler, frekans cevabını elde etmek için kullanılmıştır.




Şekil 2. Önerilen düşük mertebe insan vücudu titreşim modeli.

## 3. SONUÇLAR

Adı geçen standartta iletkenlik eğrileri, düşük frekanslardaki ölçümler esas alınarak 0.5 Hz ile 31.5 Hz aralığında verilmiştir. Bu aralığın dışında da veri olmasına rağmen, bu verilerin güvenliği sorgulanmaktadır. Bu çalışmada standartta verilen model ve ölçümler esas alındığından çalışma sonuçları aynı aralıkta verilmiştir. Önerilen sistemin en iyilemesinden elde edilen parametre değerleri ise Tablo 2'de sunulmuştur.




Şekil 3. İnsan vücudunun frekans cevabı.

Tablo 2. Önerilen 3 serbestlik dereceli sisteme ait parametreler

| **Model parametreleri** | |
|---|---|
| $m_1$ | 14,04 kg |
| $m_2$ | 51,37 kg |
| $k_1$ | 1,43 x $10^4$ N·m$^{-1}$ |
| $k_2$ | 8,43 x $10^5$ N·m$^{-1}$ |
| $k_2^*$ | 5,73 x $10^6$ N·m$^{-1}$ |
| $c_1$ | 501,92 N·s·m$^{-1}$ |
| $c_2$ | 3127,1 N·s·m$^{-1}$ |

## 4. TARTIŞMA

Bu çalışmanın amacı, taşıt dinamiği ve insan-makine etkileşimi problemlerinde kullanılabilecek bir insan vücudu modelinin oluşturulmasıdır. Bu amaçla, düşük mertebeli bir sistem, uluslararası standartlarda sunulan bir modelden elde edilmiştir. Orijinal model 8 serbestlik derecesine sahipken önerilen model 3 serbestlik derecesine sahiptir. Sistemin frekans cevabına bakıldığında, standartta verilen modelin cevabına çok yakın cevap alınmıştır.

Önerilen model, eldeki verilere ve modelden elde edilen sonuçlara oldukça yakın cevap vermesine rağmen aşağıda sayılan hususlarda basitleştirmeler yapmış ve yalnızca zemin tahrikine düşey yönde cevap verecek tarzda modellenmiştir.

Model, yalnızca insan vücudunun düşey yöndeki titreşim-iletim davranışını analiz etmek için kurulmuş ve emniyet kemeri, koltuğun bel ve kol destekleri, vb. etkenlerin getireceği ekstra kısıtları göz önünde bulundurmamıştır. Dolayısıyla, bu etkilerin de içerildiği böyle bir modelde bunların titreşim iletimine etkileri incelenmelidir.

İnsan vücudu titreşim tahrikine karşı doğrusal olmayan bir davranış sergilemesine rağmen hesap kolaylığı açısından doğrusal bir sistem olarak modellenmiştir.

Bu standart, düşey yönde yapılan bir tahrike hem düşey hem yatay yönde tepki verme ihtimaline rağmen, başın yalnızca düşey yöndeki hareketini inceleme konusu yapmıştır.

## 5. KAYNAKLAR

1. ISO 7962, Mechanical Vibration and Shock – Mechanical Transmissibility of the Human Body in *z* Direction, 1987.

2. Shamash, Y., "Model reduction using Routh stability criterion and Pade approximations techniques", Int. J. Control, 21, 475-484 ,1975.

3. Arbel, A. and Tse, E., "Reduced order models canonical forms and observer", Int. J. Control, 30, 513-531, 1979.

4. Kwong, C. P., "Optimal chained aggregation for reduced order modeling", Int. J. Control, 35, 965-982, 1982.

5. Wilson, D. A., "Optimal solution of model reduction problem", I.E.E., 117, 1161-1165, 1970.

6. Wilson, D. A., "Model reduction for multivariable systems", Int. J. Control, 20, 57-64, 1974.

7. Hyland, D.C. ve Bernstein, D.S., "The optimal projection equations for model reduction and the relationships among the methods of Wilson, Skelton and Moore",

I.E.E.E. Trans. Autom. Control AC-30, 1201-1211, 1985.

8. Bernstein, D.S. and Haddad, W.M., "Optimal projection equations for discrete-time fixed order dynamic compensation of linear systems with multiplicate white noise", Int. J. Control, 46, 65-73, 1987.

9. Ogata, K., Modern Control Engineering, 4th Editon, New Jersey, Prentice Hall, 2002.

10. Michalewicz, Z. Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs, Berlin, Springer-Verlag, 1996.

11. Goldberg DE. Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning. Reading, Massachusetts, Addison-Wesley, 1989.

# ELEKTROMEKANİK EYLETİMLİ BİR FIRLATMA SİSTEMİNİN DİNAMİK MODELLEMESİ VE DENETİMİ

Bülent ÖZKAN

Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu, Savunma Sanayii Araştırma ve Geliştirme Enstitüsü (TÜBİTAK SAGE), Ankara, Türkiye

bulent.ozkan@tubitak.gov.tr

## ÖZET

Füze ve roket gibi askerî mühimmatın yerden fırlatılmasında kullanılan ve salvo (ardışık) atış yeteneğini de haiz iki serbestlik dereceli fırlatma sistemlerinin dinamik modellemesi ve denetimi (kontrolü), hedef hassasiyetinin yüksek olduğu durumlarda büyük önem arzetmektedir. Fırlatılacak mühimmatın kütlesel ve boyutsal özelliklerine bağlı olarak çoğunlukla hidrolik eyletimli yandönme ve yükseliş tablalarından oluşan fırlatma platformları, kamyon ve tank gibi hareketli araçlar üzerinde konumlandırıldığında yönelim denetimi açısından daha incelemeye değer bir hâl almaktadır. Temelde; taşıyıcı platform olarak kullanılan hareketli aracın fırlatma noktası üzerinde hassas konumlandırılması (tesviyesi), yandönme ve yükseliş tablalarının hedef konumuna uygun şekilde yönlendirilmesi, ardışık atışlar sonucunda meydana gelecek salınımların sönümlenmesi ve yeni mühimmat fırlatımı için tablaların tekrar yönlendirilmesi faaliyetlerini içeren fırlatma sisteminin denetim problemi, sistemi oluşturan yapının elastik davranışının da hesaba katıldığı bir dizi teorik ve uygulamalı çalışmada incelenmiştir. Bu bildiride, hedef hassasiyetinin yüksek olduğu ve elektromekanik eyletimli yandönme ve yükseltme tablalarına sahip bir fırlatma sisteminin dinamik modellemesi ve denetimi ele alınmıştır. Belirtilen kapsamda, yapılan kabuller doğrultusunda türetilen hareket denklemleri ve önerilen denetim sistemi algoritması verilmiştir. Çalışmanın sonunda, olası atış senaryoları için gerçekleştirilen bilgisayar benzetimlerinin sonuçları sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Fırlatma sistemi, elektromekanik eyletim, denetim

# DYNAMIC MODELING AND CONTROL OF AN ELECTROMECHANICALLY-ACTUATED LAUNCHER

## ABSTRACT

Dynamic modeling and control of two-degree-of-freedom launchers which are utilized for launching munitions from the ground such as missiles and rockets and which are capable of throwing the munitions in salvo mode gain more importance when the target accuracy is high. Launchers that usually consist of hydraulically-actuated azimuth and elevation platforms depending on the mass and dimensional properties of the munition to be fired are worth investigating in the sense of angular motion control when they are mounted on moving vehicles such as trucks and tanks. Control problem of the launcher involving the precise positioning of the moving platform upon which the launcher is mounted over the firing point, orientation of the azimuth and elevation platforms in a manner convenient to the target location, damping of the oscillations occurring as a result of salvo firings, and rotation of the platforms to launch new munitions have been handled in a number of theoretical and experimental studies accounting the elastic behaviour of the structure of the system as well. In this proceeding, the dynamic modeling and control of a launcher which is combined of electromechanically-actuated azimuth and elevation platforms and whose target accuracy is quite high is dealt with. In this extent, the equations of motion derived in accordance

with consistent assumptions and the proposed control system algorithm are given. Finally, the results of the computer simulations performed for possible firing scenarios are submitted.

**Keywords:** Launcher, electromechanical actuation, control

## 1. GİRİŞ

Karadan karaya topçu roketleri, karadan havaya güdümlü füzeler ve hava savunma füzeleri başta olmak üzere askerî mühimmatların yerden fırlatılması amacıyla kullanılan fırlatma sistemleri, uygulamaya bağlı olarak hidrolik veya elektromekanik eyletimli olarak geliştirilebilmektedir. Ana görevleri olan mühimmat fırlatmanın yanısıra mühimmata istenen belirli bir hareketin (çoğunlukla kendi ekseni etrafında döngünün) verilmesi, mühimmatın taşınması ve bazı sistemlerde depolama için koruma sağlanması, mühimmat ve ilgili diğer teçhizatın elektriksel ve elektronik test ve kontrollerinin yapılması, mühimmatın çevre şartlarına karşı korunması, mühimmat motorunun ateşlenmesi, mühimmat tapasının emniyetinin açılması ve bazı durumlarda kurulması ile mühimmat üstündeki kanatçık ve aerodinamik fren gibi unsurların açılmasının sağlanması gibi ek işlevleri de yerine getirme özelliğine sahip fırlatma sistemleri, geliştirme aşamalarında öngörülen işletim ortamlarına göre tekerlekli veya paletli yapıda olabilmektedir [1].

Salvo mühimmat atışına da izin verecek şekilde genellikle ikili, dörtlü, altılı ve sekizli olmak üzere birden fazla mühimmat atışını gerçekleştirebilecek özellikte geliştirilen ve roket veya füzelerin “pod” olarak adlandırılan çok namlulu fırlatıcı kutuların içerisine yerleştirildiği fırlatma sistemleri, mekanik konfigürasyonları itibarıyle dönel mafsallara sahip iki kollu robot kollar olarak da değerlendirilebilir. Mekanik yapılarını destekleyen şasi, kaldırma pistonu ve destek ayakları gibi unsurların direngenliği de göz önünde bulundurularak, fırlatma sistemlerinin tasarımında yapının elâstik karakteristiği de genellikle hesaba katılmaktadır [1]. Böylelikle, fırlatma sistemlerinin belirlenen konumlara sevkini sağlayan taşıyıcı araçların hareketi, podların yönlendirilmesi ve mühimmat atışı sırasında mekanik yapıda ortaya çıkan elâstik hareketlerin sistem dinamiğine etkisi de modellenebilmektedir. Bu kapsamda, TÜBİTAK SAGE tarafından geliştirilen TOROS roketlerini atmak amacıyla kullanılan ve fırlatma sistemi ile taşıyıcı araçtan oluşan fırlatma aracının görüntüsü Şekil 1’de verilmektedir.



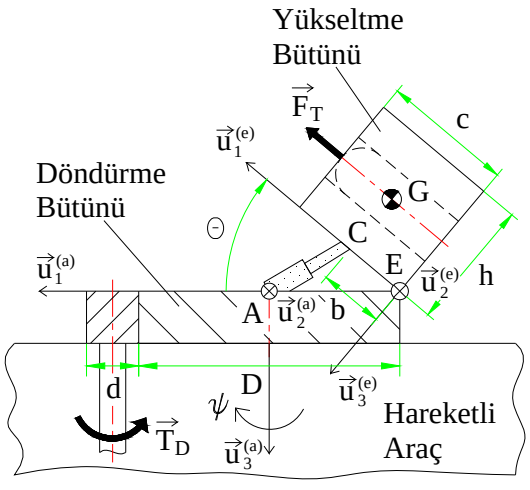
Şekil 1. TOROS fırlatma aracı [1]

Kütlesel ve boyutsal özellikleri farklılık göstermekle birlikte, fırlatma sistemlerinin neredeyse tamamı yandönme ve yükseliş eksenlerinde olmak üzere iki serbestlik derecesine sahiptir. Bahsedilen eksenlerdeki eyletim, topçu roketi gibi nispeten ağır ve uzun menzilli mühimmatların fırlatıldığı sistemlerde ortaya çıkan yük gereksiniminden dolayı hidrolik ve çoğunlukla açık çevrimli olarak geliştirilmektedir. Öte yandan, hava savunma sistemleri gibi hedef hassasiyet gereksinimi yüksek kısa menzilli füze ve roketleri atan fırlatma araçlarında düşük yük avantajı da kullanılarak elektromekanik eyletimli ve kapalı çevrim tipi denetimli konfigürasyonlar tercih edilmektedir. Özellikle ‘hard-kill’ olarak adlandırılan aktif koruma sistemlerinde, radar tipi antenlerle hassas bir şekilde tespit edilen düşmen roket veya füzelerinin, fırlatma sistemi tarafından yapıya ulaşmadan yaklaşık 10 ila 150 m gibi oldukça yakın bir mesafede imha edilmesi istenmektedir [2]. Bu tip sistemlerde tepki süresi 1 saniyenin altında olmaktadır [3]. Yukarıda belirtilen yük fırlatma sistemi mekanik yapısı ve fırlatılacak mühimmat ağırlıklarının yanısıra atış sırası ve sonrasında yapı üzerine etkiyen itki kuvvetlerini de içermekte olup, bu kuvvetler mühimmatın pod içerisinde hareketsiz konumda tutulduğu ‘alıkoyma aşaması’, poda bütünlenmiş raylar üzerinde ilerlediği ‘güdülme aşaması’, mühimmat baş kısmının fırlatıcı kutu dışına çıkmasını müteakiben arka kısmının pod

tavanına doğru döndüğü ‘başeğme safhası’ ve mühimmatın tamamen pod dışına çıkarak atmosfer içerisinde yolalmaya başladığı ‘uçuş aşaması’ sırasında meydana gelmektedir [1]. Pod içerisine bütünlenmiş veya imalât sırasında açılmış olan raylar mühimmatın dönülü veya dönüsüz olarak atılması durumuna bağlı olarak belirli bir geometride ve mühimmatın hareket doğrultusunu sağlayacak şekilde tasarlanmaktadır [4], [5]. Bunun yanısıra, fırlatma hataları ve uçuş sırasında roket veya füze üzerine gelen aerodinamik etkiler, sistemin kapalı çevrimli denetimli olarak geliştirilmesine öncülük eden diğer iki etken olarak ortaya çıkmaktadır. “Saçılım” tabir edilen mühimmatın belirlenen hedef noktasından sapmasına neden olan başlıca fırlatma hataları itki kaçıklıkları, kütle dengesizlikleri, mühimmat-ray arasındaki doğrusal olmayan sürtünme karakteristiği, yapının elâstik özelliği ve üretim hataları olup, denetimli sistemlerde denetim sisteminden kaynaklanan denetleyici, eyletici ve algılayıcı hataları da saçılımı artırıcı yönde etki yapmaktadır [1], [6]. Yukarıda sıralanan hataların etkisini ortadan kaldırmak veya en azından asgarî bir seviyeye çekmek için, açık çevrimli fırlatma sistemlerinde atış öncesinde yandönme ve yükseliş platformları kilitlenmektedir [1]. İfade edilen kilitlenme mekanik kilitlerle yapılabileceği gibi, manyetik veya elektromekanik kilitler de kullanılabilmektedir. Çok daha kısa sürede açısal yönelim değişikliği yapmak zorunda olan hava savunma sistemi fırlatıcıları gibi yüksek hassasiyetli hızlı sistemlerde ise, bahsedilen tipte kilit yapılarının kullanılması pratik değildir. Bu nedenle, söz konusu fırlatma sistemlerinde genellikle kapalı çevrimli bir denetim uygulanmakta olup, kilitleme de denetim sistemine sağlanan sabit açısal konum referansını yerine getirmeye çalışan eyleticiler aracılığıyla dinamik olarak sağlanmaktadır. Denetim sistemine temel oluşturan fırlatma sistemi dinamik modeli çıkarılırken yandönme ve yükseliş platformları elâstik özellikleri haiz gövdeler olarak ele alınırken, yükseliş platformunu kaldırmak amacıyla kullanılan pistonlar (hidrolik veya elektromekanik tip) ile aracın zemin üzerine tesviyesini sağlayan mekanik ayaklar da yay ve sönümleyici olarak değerlendirilmektedir [4]. Modellemede, mühimmat-fırlatıcı etkileşimi de hesaba katılarak yapının simetrik olmaması durumu da birçok uygulamada dikkate alınmıştır [5]. Kapalı çevrimli denetim sistemlerinde yandönme ve yükseliş platformlarının açısal konum bilgisini ölçmek amacıyla potansiyometre, eğimölçer (İng. inclinometer) ve dönüölçer (İng. gyroscope) gibi algılayıcılar kullanılmaktadır [7]. Sonuçta, modellemede, üçü fırlatma sisteminin doğrusal ve üçü de açısal hareket bileşenlerini temsil etmek üzere toplam altı skaler diferansiyel denklem elde edilmektedir [4], [5].

Bu çalışmada, kara platformlarından fırlatılan uzun menzilli roket ve füzelere göre çok daha kısa menzilli fakat hedef vuruş hassasiyetinin çok daha yüksek olmasının beklendiği hava savunma sistemi tipi bir fırlatma sistemi ele alınmaktadır. Belirtilen kapsamda, öncelikle nispeten küçük olan boyutları dolayısıyla elâstik özellikleri ihmal edilen rijit bir yapı şeklinde modellenen fırlatma sisteminin hareket denklemleri çıkarılmış ve ardından bu denklemler esas alınarak klasik oransal, tümlevsel ve türevsel (İng. proportional plus integral plus derivative, PID) işlemini içeren hesaplanmış tork yöntemine göre denetim sistemi şeması oluşturulmuştur. Örnek sistemler üzerinden belirlenen sayısal değerler kullanılarak MATLAB® ortamında gerçekleştirilen bilgisayar benzetimleri sonucunda, tasarlanan denetim sisteminin fırlatma sistemini önceden belirlenen yandönme ve yükseliş açılarına getirebilirliği ve mühimmat atışları sırasında bu konumlarda tutabilirliği incelenmiştir.

## 2. SİSTEMİN TANITIMI




Şekil 2. Fırlatma sistemi şematik gösterimi

Çalışma kapsamında ele alınan sistem şematik gösterimi Şekil 2'de verildiği gibi genellikle tank veya kamyon gibi hareketli bir araç üzerinde konumlandırılan iki serbestlik dereceli fırlatma sistemidir. Bahsedilen sistem bir adet güdümsüz roketi kısa süre ve yüksek hassasiyette fırlatabilecek özellikte olup, uygulamada; her atıştan sonra kısa bir zaman zarfında podun özel olarak tasarlanmış bir yükleme mekanizması yardımıyla yeni bir roketle yüklendiği varsayılmaktadır.

Fırlatma sistemi, Şekil 2'de de gösterildiği gibi yandönme ve yükseliş eksenlerinde serbestliğe sahip olan sırasıyla döndürme ve yükseltme bütünlerinden oluşmakta olup, $\vec{T}_D$ torkunu sağlayan elektrik motorunun çıkış miline bağlı bir pinyon dişli tarafından eyletilen büyük dişli rulman ve bu rulman üzerindeki koruyucu plâkadan oluşan döndürme bütününün alttaki hareketli araç şasesine göre düşey eksen etrafındaki bağıl açısal yönelimi $\psi$, döndürme bütünü orta noktasına bağlı tek bir elektromekanik eyletici ile açısal hareketi sağlanan yükseltme bütününün döndürme bütününe göre yanlamasına eksen etrafındaki açısal yönelimi de $\theta$ sembolü ile tanımlanmaktadır. Döndürme bütünü içerisindeki pinyon dişli ve dişli rulmanın çapları d ve D harfleri, yükseltme bütününün en, boy ve yüksekliği de sırasıyla D, c ve h harfleri ile gösterilmektedir. Buradan da anlaşılacağı üzere yükseltme bütünü eninin dişli rulmanın çapına eşit olarak seçildiği sistemde, $\vec{F}_T$ vektörü ile yükseltme bütünü içerisindeki roket podunun N noktasına roketten dolayı etkiyen itki kuvveti temsil edilmektedir.

Şekil 2'deki eksenlerle de ifade edildiği gibi, $F_0$, $F_a$ ve $F_b$ sembolleri sırasıyla sabit eksen takımıyla döndürme ve yükseltme bütünü eksen takımlarını ve $\vec{u}_j^{(i)}$ gösterimi de i. eksen takımının (j=0, a ve e) j. birim vektörünü (j=1, 2 ve 3) temsil etmekte olup, hareketli araç üzerine yapışık olduğu varsayılan sabit eksen takımından döndürme bütünü eksen takımına ve döndürme bütünü eksen takımından da yükseltme bütünü eksen takımına olan ardışık dönüşler aşağıdaki sıralama yardımıyla ifade edilebilir:

$$F_0 \xrightarrow[\psi]{\vec{u}_3^{(0)}} F_a \xrightarrow[\theta]{\vec{u}_2^{(a)}} F_e \qquad (1)$$

Denklem (1)'de verilen dönüş sırasına göre eksen takımları arasındaki dönüş matrisleri müteakip formlarda çıkarılabilir:

$$\hat{C}^{(0,a)} = e^{\tilde{u}_3 \psi} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\hat{C}^{(a,e)} = e^{\tilde{u}_2 \theta} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & 0 & \sin(\theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\theta) & 0 & \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad (3)$$

Mevcut çalışmada, roket podlarını taşıyan yükseltme bütününün boyunun kısa ve fırlatılan roketin de podu çok kısa sürede terkettiği kabulüyle, döndürme ve yükseltme bütünlerinin elâstik etkileri modellemede göz önüne alınmamıştır.

## 3. HAREKET DENKLEMLERİNİN ÇIKARILMASI

Yükseltme bütünü için kuvvet ve bütünün dönme noktası olan E noktasına göre moment denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\vec{F}_E + \vec{F}_P + \vec{F}_T + \vec{W}_E = m_E \vec{a}_{G/O} \qquad (4)$$

$$\vec{r}_{N/E} \times \vec{F}_T + \vec{r}_{C/E} \times \vec{F}_P + \vec{r}_{G/E} \times \vec{W}_E + \vec{M}_E + \vec{M}_T = \breve{J}_E \cdot \vec{\alpha}_{e/0} + \vec{\omega}_{e/0} \times \breve{J}_E \cdot \vec{\omega}_{e/0} \qquad (5)$$

$\vec{F}_T$ kuvvetinin etkidiği kabul edilen pod ön kısmının orta noktası N harfi ile gösterilmek üzere, yukarıdaki denklemlerde yer alan sembollerin açıklaması aşağıdaki gibidir:

$\vec{F}_E$ ve $\vec{M}_E$: E noktasındaki tepki kuvvet ve momenti vektörleri

$\vec{F}_P$: Mekanik piston tarafından yükseltme bütününe uygulanan kaldırma kuvveti vektörü

$\vec{F}_T$ ve $\vec{M}_T$: Yükseltme bütününe N noktasında roket dolayısıyla etkiyen itki kuvvet ve momenti vektörleri

$m_E$ ve $\vec{W}_E$: Yükseltme bütününün kütlesi ve ağırlık vektörü

$\breve{J}_E$: Yükseltme bütününün E noktasına göre eylemsizlik momenti diyadiği

$\vec{a}_{G/O}$: G noktasının O noktasına göre bağıl doğrusal ivme vektörü

$\vec{r}_{N/E}$, $\vec{r}_{C/E}$ ve $\vec{r}_{G/E}$: N, C ve G noktalarının E noktasına göre bağıl konum vektörleri

$\vec{\omega}_{e/0}$ ve $\vec{\alpha}_{e/0}$: Yükseltme bütününün sabit eksen takımına göre açısal hız ve açısal ivme vektörleri

Benzer şekilde, döndürme bütününün kuvvet ve dönme noktası olan A noktasına göre moment eşitlikleri müteakip formda ifade edilebilir:

$$\vec{F}_A - \vec{F}_E - \vec{F}_P + \vec{W}_A = m_A \vec{a}_{A/O} \tag{6}$$

$$\begin{aligned}\vec{T}_M + \vec{r}_{E/A} \times \left(-\vec{F}_E\right) + \vec{M}_A - \vec{M}_E \\ = \breve{J}_A \cdot \vec{\alpha}_{a/0} + \vec{\omega}_{a/0} \times \breve{J}_A \cdot \vec{\omega}_{a/0}\end{aligned} \tag{7}$$

Yukarıdaki denklemlerde yer alan değişkenler de aşağıda sıralanan büyüklüklere karşılık gelmektedir:

$\vec{F}_A$ ve $\vec{M}_A$: A noktasındaki tepki kuvvet ve momenti vektörleri

$\vec{T}_M$: Pinyon dişli tarafından dişli rulmana aktarılan denetim torku vektörü

$m_A$ ve $\vec{W}_A$: Döndürme bütününün kütlesi ve ağırlık vektörü

$\breve{J}_A$: Yükseltme bütününün A noktasına göre eylemsizlik momenti diyadiği

$\vec{a}_{A/O}$: A noktasının O noktasına göre bağıl doğrusal ivme vektörü

$\vec{r}_{E/A}$: E noktasının A noktasına göre bağıl konum vektörü

$\vec{\omega}_{a/0}$ ve $\vec{\alpha}_{a/0}$: Döndürme bütününün sabit eksen takımına göre açısal hız ve açısal ivme vektörleri

(4)'ten (7)'ye kadar olan denklemlerde belirtilen vektörler, g (=9.81 m/s$^2$) yerçekimi ivmesini ve $N_A$ (=D/d) de döndürme bütününde pinyon dişli ve dişli rulman arasındaki aktarma oranını göstermek üzere aşağıda verildiği gibi tanımlanmaktadır:

$$\vec{r}_{E/A} = -(D/2)\vec{u}_1^{(a)} \tag{8}$$

$$\vec{r}_{N/E} = c\,\vec{u}_1^{(e)} - (h/2)\vec{u}_3^{(e)} \tag{9}$$

$$\vec{r}_{C/E} = b\,\vec{u}_1^{(e)} \tag{10}$$

$$\vec{r}_{G/E} = (c/2)\vec{u}_1^{(e)} - (h/2)\vec{u}_3^{(e)} \tag{11}$$

$$\vec{a}_{A/O} = \vec{0} \tag{12}$$

$$\begin{aligned}\vec{a}_{G/O} = \frac{-h\ddot{\theta} - c\dot{\theta}^2 - v\dot{\psi}^2\cos(\theta)}{2}\vec{u}_1^{(e)} \\ + \frac{v\ddot{\psi} - 2\dot{\psi}\dot{\theta}\left[c\sin(\theta) + h\cos(\theta)\right]}{2}\vec{u}_2^{(e)} \\ - \frac{c\ddot{\theta} - h\dot{\theta}^2 + v\dot{\psi}^2\sin(\theta)}{2}\vec{u}_3^{(e)}\end{aligned} \tag{13}$$

$$v = c\cos(\theta) - h\sin(\theta) - D \tag{14}$$

$$\vec{\omega}_{a/0} = \dot{\psi}\,\vec{u}_3^{(a)} \tag{15}$$

$$\vec{\omega}_{e/0} = \dot{\theta}\,\vec{u}_2^{(e)} + \dot{\psi}\,\vec{u}_3^{(a)} \tag{16}$$

$$\vec{\alpha}_{a/0} = \ddot{\psi}\,\vec{u}_3^{(a)} \tag{17}$$

$$\begin{aligned}\vec{\alpha}_{e/0} = \left[-\ddot{\psi}\sin(\theta) - \dot{\psi}\,\dot{\theta}\cos(\theta)\right]\vec{u}_1^{(e)} \\ + \ddot{\theta}\,\vec{u}_2^{(e)} + \left[\ddot{\psi}\cos(\theta) - \dot{\psi}\,\dot{\theta}\sin(\theta)\right]\vec{u}_3^{(e)}\end{aligned} \tag{18}$$

$$\begin{aligned}\breve{J}_A = J_{A11}\,\vec{u}_1^{(a)}\vec{u}_1^{(a)} + J_{A22}\,\vec{u}_2^{(a)}\vec{u}_2^{(a)} \\ + J_{A33}\,\vec{u}_3^{(a)}\vec{u}_3^{(a)}\end{aligned} \tag{19}$$

$$\begin{aligned}\breve{J}_E = J_{E11}\,\vec{u}_1^{(e)}\vec{u}_1^{(e)} + J_{E22}\,\vec{u}_2^{(e)}\vec{u}_2^{(e)} \\ + J_{E33}\,\vec{u}_3^{(e)}\vec{u}_3^{(e)} + J_{E13}\,\vec{u}_1^{(e)}\vec{u}_3^{(e)} \\ + J_{E13}\,\vec{u}_3^{(e)}\vec{u}_1^{(e)}\end{aligned} \tag{20}$$

$$\vec{W}_A = m_A\,g\,\vec{u}_3^{(0)} \tag{21}$$

$$\vec{W}_E = m_E\,g\,\vec{u}_3^{(0)} \tag{22}$$

$$\vec{F}_A = F_{A1}\,\vec{u}_1^{(a)} + F_{A2}\,\vec{u}_2^{(a)} + F_{A3}\,\vec{u}_3^{(a)} \tag{23}$$

$$\vec{F}_E = F_{E1}\,\vec{u}_1^{(e)} + F_{E2}\,\vec{u}_2^{(e)} + F_{E3}\,\vec{u}_3^{(e)} \tag{24}$$

$$\vec{F}_P = -F_P\cos(\alpha)\vec{u}_1^{(a)} - F_P\sin(\alpha)\vec{u}_3^{(a)} \tag{25}$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left[\frac{b\sin(\theta)}{(D/2) - b\cos(\theta)}\right] \tag{26}$$

$$\vec{F}_T = F_{T1}\,\vec{u}_1^{(e)} + F_{T2}\,\vec{u}_2^{(e)} + F_{T3}\,\vec{u}_3^{(e)} \tag{27}$$

$$\vec{T}_M = T_M\,\vec{u}_3^{(a)} \tag{28}$$

$$\vec{T}_M = N_A\vec{T}_D \tag{29}$$

$$\vec{M}_A = M_{A1}\,\vec{u}_1^{(a)} + M_{A2}\,\vec{u}_2^{(a)} - B_A\,\dot{\psi}\,\vec{u}_3^{(a)} \tag{30}$$

$$\vec{M}_E = M_{E1}\,\vec{u}_1^{(e)} - B_E\dot{\theta}\,\vec{u}_2^{(e)} + M_{E3}\,\vec{u}_3^{(e)} \tag{31}$$

$$\vec{M}_T = M_{T1}\,\vec{u}_1^{(e)} + M_{T2}\,\vec{u}_2^{(e)} + M_{T3}\,\vec{u}_3^{(e)} \tag{32}$$

$B_A$ ve $B_E$ parametreleri sırasıyla döndürme bütününde pinyon dişli ile dişli rulman arasındaki ve yükseltme bütününde bilyavidadaki viskoz sürtünme katsayılarını göstermek üzere, (9), (10), (11), (13), (16), (18), (20), (22), (24), (25), (27), (31) ve (32) numaralı eşitlikler (4) ve (5) numaralı

denklemlerde yerine yazılıp denklem (2) ve (3)'te verilen dönüşüm matrisleri yardımıyla gerekli ara işlemler yapılırsa, yükseltme bütününün dinamik davranışını tanımlayan ifadeler aşağıdaki gibi elde edilir:

$$F_{E1} - F_P\cos(\theta+\alpha) + F_{T1} - m_E\, g\sin(\theta) = -\frac{m_E}{2}\left[h\,\ddot{\theta} + c\,\dot{\theta}^2 + v\,\dot{\psi}^2\cos(\theta)\right] \quad (33)$$

$$F_{E2} + F_{T2} = \frac{m_E\, v\,\ddot{\psi}}{2} - m_E\,\dot{\psi}\,\dot{\theta}\left[c\sin(\theta) + h\cos(\theta)\right] \quad (34)$$

$$F_{E3} - F_P\sin(\theta+\alpha) + F_{T3} + m_E\, g\cos(\theta) = -\frac{m_E}{2}\left[c\,\ddot{\theta} - h\,\dot{\theta}^2 + v\,\dot{\psi}^2\sin(\theta)\right] \quad (35)$$

$$\frac{h\,F_{T2}}{2} + M_{E1} + M_{T1} = -\left[J_{E11}\sin(\theta) + J_{E13}\cos(\theta)\right]\ddot{\psi} - \left(J_{E11} + J_{E22} - J_{E33}\right)\dot{\psi}\,\dot{\theta}\cos(\theta) - 2\,J_{E13}\,\dot{\psi}\,\dot{\theta}\sin(\theta) \quad (36)$$

$$-c\,F_{T3} - \frac{h\,F_{T1}}{2} + b\,F_P\sin(\theta+\alpha) + \frac{m_E\, g}{2}\left[h\sin(\theta) - c\cos(\theta)\right] - B_E\,\dot{\theta} + M_{T2} = J_{E22}\,\ddot{\theta} + \left(J_{E33} - J_{E11}\right)\dot{\psi}^2\cos(\theta)\sin(\theta) - J_{E13}\,\dot{\psi}^2\cos(2\theta) \quad (37)$$

$$c\,F_{T2} + M_{E3} + M_{T3} = \left[J_{E33}\cos(\theta) - J_{E13}\sin(\theta)\right]\ddot{\psi} + \left(J_{E11} - J_{E22} - J_{E33}\right)\dot{\psi}\,\dot{\theta}\sin(\theta) - 2\,J_{E13}\,\dot{\psi}\,\dot{\theta}\cos(\theta) \quad (38)$$

Benzer şekilde, (8), (12), (15), (17), (19), (21), (23), (24), (25), (28), (30) ve (31) numaralı eşitlikler (6) ve (7) numaralı ifadelerde yerine yazıldığında, döndürme bütünü dinamiğini tanımlayan denklemler müteakip formda bulunur:

$$F_{A1} + F_P\cos(\alpha) - F_{E1}\cos(\theta) - F_{E3}\sin(\theta) = 0 \quad (39)$$

$$F_{A2} - F_{E2} = 0 \quad (40)$$

$$F_{A3} + F_P\sin(\alpha) + F_{E1}\sin(\theta) - F_{E3}\cos(\theta) + m_A\, g = 0 \quad (41)$$

$$M_{A1} - M_{E1}\cos(\theta) - M_{E3}\sin(\theta) = 0 \quad (42)$$

$$M_{A2} + \frac{D}{2}\left[F_{E1}\sin(\theta) - F_{E3}\cos(\theta)\right] + B_E\,\dot{\theta} = 0 \quad (43)$$

$$T_M - B_A\,\dot{\psi} - J_A\,\ddot{\psi} + \frac{D\,F_{E2}}{2} + M_{E1}\sin(\theta) - M_{E3}\cos(\theta) = 0 \quad (44)$$

Burada, $J_A = J_{A33}$ tanımlaması yapılmıştır.

(33)'ten (44)'e kadarki ifadelerden kalanlar yükseltme ve döndürme bütünündeki tepki kuvvet ve momentlerini göstermek üzere, yükseltme ve döndürme bütününün hareket düzlemlerindeki davranışını tanımlayan eşitlikler denklem (37) ve (44)'ten aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$J_{E22}\,\ddot{\theta} + B_E\,\dot{\theta} + J_R\,\dot{\psi}^2 + W_R = b\,F_P\sin(\theta+\alpha) - \frac{h\,F_{T1}}{2} - c\,F_{T3} + M_{T2} \quad (45)$$

$$J_M\,\ddot{\psi} + B_A\,\dot{\psi} + 2\,J_C\,\dot{\psi}\,\dot{\theta} = T_M + \frac{F_{T2}}{2}\left[2\,c\cos(\theta) - h\sin(\theta) - D\right] - M_{T1}\sin(\theta) + M_{T3}\cos(\theta) \quad (46)$$

Burada;

$$J_R = \left(J_{E33} - J_{E11}\right)\cos(\theta)\sin(\theta) - J_{E13}\cos(2\theta)$$

$$W_R = \frac{m_E\, g}{2}\left[c\cos(\theta) - h\sin(\theta)\right]$$

$$J_M = J_A + J_{E11}\sin^2(\theta) + J_{E33}\cos^2(\theta) + J_{E13}\sin(2\theta) - \frac{D\,m_E\, v}{4}$$

$$J_C = \frac{D\,m_E}{4}\left[c\sin(\theta) + h\cos(\theta)\right] + \left(J_{E11} - J_{E33}\right)\cos(\theta)\sin(\theta) - J_{E13}$$

tanımları yapılmıştır.

Fırlatma sisteminin dinamik davranışını tanımlayan denklem (45) ve (46), durum değişkenleri ve sistem girdisi vektörleri sırasıyla $\bar{x} = \left[\theta \quad \psi\right]^T$ ve $\bar{u} = \left[F_P \quad T_M\right]^T$ olarak tanımlanmak suretiyle durum uzayı formunda aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\hat{M}(\bar{x})\,\ddot{\bar{x}} + \hat{B}\,\dot{\bar{x}} + \bar{r}\left(\bar{x}, \dot{\bar{x}}\right) = \hat{\varphi}(\bar{x})\,\bar{u} + \bar{d}(\bar{x}) \quad (47)$$

Denklem (47)'de yer alan matris ve vektörlerin açık halleri müteakip eşitliklerde sunulduğu şekildedir:

$$\hat{M}(\bar{x})=\begin{bmatrix} J_{E22} & 0 \\ 0 & J_M \end{bmatrix} \quad (48)$$

$$\hat{B}=\begin{bmatrix} B_E & 0 \\ 0 & B_A \end{bmatrix} \quad (49)$$

$$\bar{r}(\bar{x},\dot{\bar{x}})=\begin{bmatrix} J_R\,\dot{\psi}^2 + W_R \\ 2\,J_C\,\dot{\psi}\,\dot{\theta} \end{bmatrix} \quad (50)$$

$$\hat{\phi}=\begin{bmatrix} b\sin(\theta+\alpha) & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (51)$$

$$\bar{d}(\bar{x})=\begin{bmatrix} -\dfrac{h\,F_{T1}}{2} - c\,F_{T3} + M_{T2} \\ M_H \end{bmatrix} \quad (52)$$

Denklem (52)'de,

$$M_H = \frac{F_{T2}}{2}\left[2c\cos(\theta) - h\sin(\theta) - D\right] - M_{T1}\sin(\theta) + M_{T3}\cos(\theta)$$

kısaltması kullanılmıştır.

## 4. DENETİM SİSTEMİ TASARIMI

Ele alınan fırlatma sisteminin denetim sistemi, üç temel işlevi yerine getirecek şekilde tasarlanmıştır:

i. Roket yüklü haldeki podu taşıyan yükseltme bütünü ile yükseltme bütününü taşıyan döndürme bütününü önceden belirlenen açısal konumlara getirmek,
ii. Roket atışı sırasında yükseltme ve döndürme bütününü mevcut anlık konumlarında tutabilmek (aktif kilitleme),
iii. Roket fırlatıldıktan sonra yükseltme ve döndürme bütününde meydana gelecek salınımları bir sonraki roket atışına kadar kısa sürede sönümleyebilmek.

Buna göre, başarım (performans) ve kararlılaştırma (stabilizasyon) isterlerini aynı anda yerine getirmek üzere, hata sinyali üzerine uygulanan PID denetim işlemini esas alacak uyarlamalı bir kapalı çevrim denetim sistemi hesaplamalı tork yöntemi kullanılarak oluşturulmuştur. Bahsi geçen "uyarlama" denetleyici (kontrolcü) kazançlarının yandönme ve yükseliş açılarının ($\psi$ ve $\theta$) anlık değerlerine göre sürekli güncellendiği bir işlemi ifade etmekte olup, $K_A$, $K_E$ ve $P_E$ sırasıyla döndürme ve yükseltme bütünü eyleticilerinin (elektrik motorlarının) tork katsayıları ile yükseltme bütünü aktarma elemanının (bilyavidanın) hatvesini temsil etmek üzere, yükseliş ve yandönme eksenlerinin denetleyici çıkış akımları ($i_E$ ve $i_A$) ile eyletim kuvvet ve momenti ($F_P$ ve $T_M$) arasındaki ilişki aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$F_P = (K_E / P_E)\,i_E \quad (53)$$

$$T_M = K_A\,N_A\,i_A \quad (54)$$

(53) ve (54) numaralı eşitlikler denklem (47)'de yerine yazılarak, denetim sistemi tasarımına esas teşkil edecek sistem modeli yeni girdi vektörü $\bar{u}^* = [i_E \quad i_A]^T$ cinsinden müteakip formda kurgulanabilir:

$$\hat{M}(\bar{x})\ddot{\bar{x}} + \hat{B}\,\dot{\bar{x}} + \bar{r}(\bar{x},\dot{\bar{x}}) = \hat{\phi}^*(\bar{x})\bar{u}^* + \bar{d}(\bar{x}) \quad (55)$$

Burada; $\hat{\phi}^* = \begin{bmatrix} \dfrac{b\,K_E}{P_E}\sin(\theta+\alpha) & 0 \\ 0 & K_A\,N_A \end{bmatrix}$.

Buradan, $\bar{x}_d = [\theta_d \quad \psi_d]^T$ istenen (referans) yükseliş ve yandönme açılarını göstermek ve hata vektörü de $\bar{e} = \bar{x}_d - \bar{x}$ şeklinde tanımlanmak üzere, $\hat{K}_p$, $\hat{K}_i$ ve $\hat{K}_d$ olarak ifade edilen oransal, tümlevsel ve türevsel kazanç matrisleri kullanılarak, PID işlemi esaslı denetim girdisi hesaplanmış tork yöntemine göre müteakip eşitlikteki gibi oluşturulabilir:

$$\bar{u}^* = (\hat{\phi}^*)^{-1}\left[\hat{K}_P\,\bar{e} + \hat{K}_i\int_0^t \bar{e}\,dt + \hat{K}_d\,\dot{\bar{e}} + \hat{M}(\bar{x})\ddot{\bar{x}}_d + \hat{B}\,\dot{\bar{x}}_d + \bar{r}(\bar{x},\dot{\bar{x}}) - \bar{d}(\bar{x})\right] \quad (56)$$

Yukarıdaki denetim girdisi oluşturulurken, sistemin kütle ve sönümleme matrisleri [$\hat{M}(\bar{x})$ ve $\hat{B}$] ile $\bar{r}(\bar{x},\dot{\bar{x}})$ ve $\bar{d}(\bar{x})$ vektörlerinin bilindiği (doğru olarak hesaplanabildiği) varsayılmıştır.

(56) numaralı eşitlik denklem (55)'te yerine yazılıp gerekli düzenlemeler yapılırsa, oluşturulan kapalı çevrim denetim sisteminin hata dinamiği denklem (57)'de verildiği şekilde elde edilir:

$$\dddot{\bar{e}} + \hat{M}^{-1}\left(\hat{B} + \hat{K}_d\right)\ddot{\bar{e}} + \hat{M}^{-1}\hat{K}_p\,\dot{\bar{e}} + \hat{M}^{-1}\hat{K}_i\,\bar{e} = \bar{0} \quad (57)$$

Denetim sisteminin kazanç matrisleri, denklem (57), yükseliş ve yandönme düzlemleri için istenen bant genişliği (köşe

frekansı) ($\omega_E$ ve $\omega_A$) ve boyutsuz sönüm oranı ($\zeta_E$ ve $\zeta_A$) parametreleri yardımıyla oluşturulan denklem (58)'deki ideal sistem hata dinamiğine eşitlenerek, (59)'dan (61)'e kadar olan denklemlerden hesaplanabilir:

$$\dddot{\bar{e}} + \hat{A}\,\ddot{\bar{e}} + \hat{V}\,\dot{\bar{e}} + \hat{P}\,\bar{e} = \bar{0} \tag{58}$$

$$\hat{K}_p = \hat{M}(\bar{x})\hat{V} \tag{59}$$

$$\hat{K}_i = \hat{M}(\bar{x})\hat{P} \tag{60}$$

$$\hat{K}_d = \hat{M}(\bar{x})\hat{A} - \hat{B} \tag{61}$$

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan matris tanımları aşağıda verilmiştir:

$$\hat{A} = \begin{bmatrix} (2\zeta_E + 1)\omega_E & 0 \\ 0 & (2\zeta_A + 1)\omega_A \end{bmatrix}$$

$$\hat{V} = \begin{bmatrix} (2\zeta_E + 1)\omega_E^2 & 0 \\ 0 & (2\zeta_A + 1)\omega_A^2 \end{bmatrix}$$

$$\hat{P} = \begin{bmatrix} \omega_E^3 & 0 \\ 0 & \omega_A^3 \end{bmatrix}$$

## 5. BİLGİSAYAR BENZETİMLERİ

Çıkarılan fırlatma sistemi denklemleri kullanılarak MATLAB® SIMULINK® ortamında Şekil 9'da verildiği gibi oluşturulan bilgisayar benzetimi modelinde, tanımlanan sistem parametrelerinin sayısal değerleri Tablo 1'deki gibi alınmıştır.

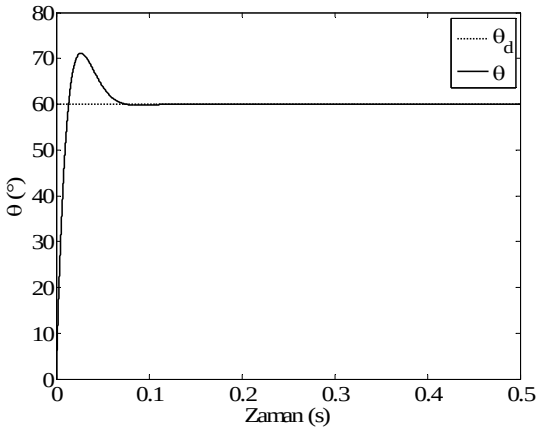
Tablo 1. Benzetim parametrelerinin sayısal değerleri

| Parametre | Sayısal Değer | Parametre | Sayısal Değer |
|---|---|---|---|
| b, c ve h | 0.25 m | $J_{E13}$ | 0.3 kg·m$^2$ |
| D | 0.5 m | $B_E$ ve $B_A$ | 0.01 N·m·s/rad |
| d | 0.01 m | $P_E$ | 2 mm/dev |
| $m_E$ | 50 kg | $K_E$ ve $K_A$ | 5 N·m/A |
| $J_{E11}$ ve $J_{E33}$ | 1.3 kg·m$^2$ | $\omega_E$ ve $\omega_A$ | 126 rad/s (=20 Hz) |
| $J_{E22}$ | 0.5 kg·m$^2$ | $\zeta_E$ ve $\zeta_A$ | 0.707 |

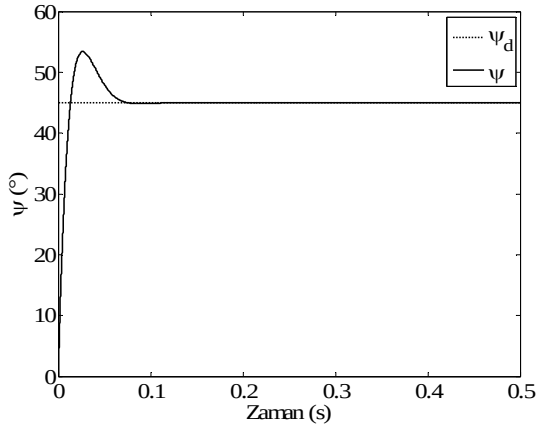
Benzetimlerde, $F_{T2} = F_{T3} = M_{T1} = 0$ durumu için Tablo 2'de tanımlanan üç farklı itki yükü konfigürasyonu için yükseltme ve döndürme bütünleri sıfır konumundan sırasıyla 60 ve 45°'lik açılara yönlendirilmiştir. İlk durumda itki yükü uygulanmaksızın (roket fırlatılmadan) yükseltme ve döndürme bütünleri belirtilen açısal konumlara getirilmeye çalışılmış, 2 ve 3 numaralı konfigürasyonlarda ise sıfırdan farklı itki kuvvet ve moment bileşenleri toplamda 0.5 s süren benzetimler başladıktan 0.2 s sonra 50 ms boyunca atım girdisi şeklinde uygulanmıştır.

Tablo 2. Benzetim konfigürasyonları

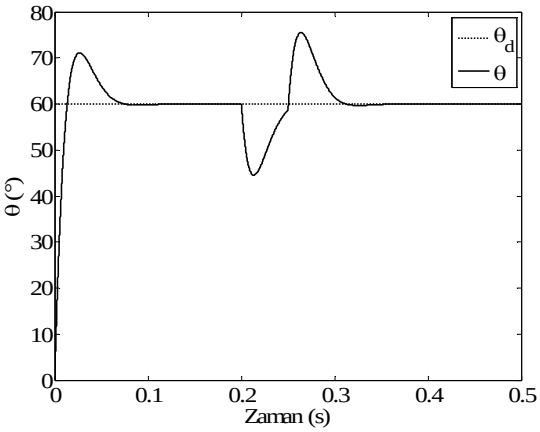
| Benzetim No. | $F_{T1}$ (kN) | $M_{T2}$ (kN·m) | $M_{T3}$ (kN·m) |
|---|---|---|---|
| 1 | 0 | 0 | 0 |
| 2 | -25 | 5 | 2.5 |
| 3 | -50 | 10 | 5 |



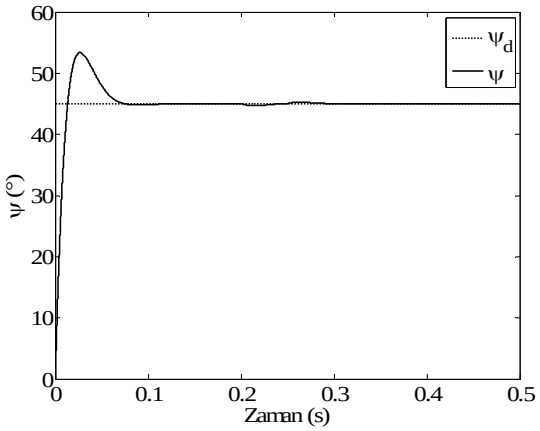

Şekil 3. 1 numaralı konfigürasyon için yükseltme bütünü açısal konumunun zamanla değişimi



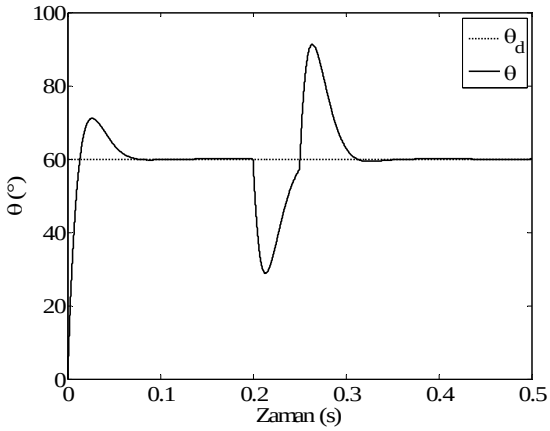

Şekil 4. 1 numaralı konfigürasyon için döndürme bütünü açısal konumunun zamanla değişimi



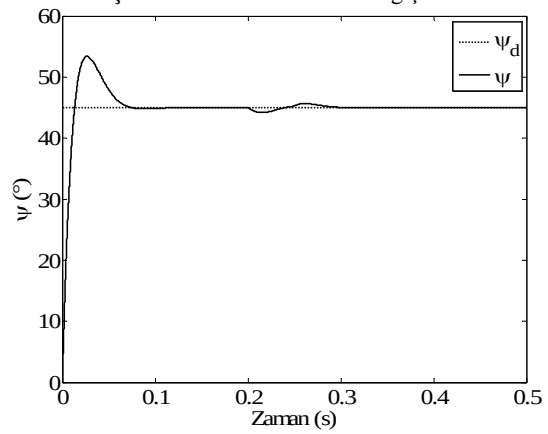
Şekil 5. 2 numaralı konfigürasyon için yükseltme bütünü açısal konumunun zamanla değişimi




Şekil 6. 2 numaralı konfigürasyon için döndürme bütünü açısal konumunun zamanla değişimi




Şekil 7. 3 numaralı konfigürasyon için yükseltme bütünü açısal konumunun zamanla değişimi




Şekil 8. 3 numaralı konfigürasyon için döndürme bütünü açısal konumunun zamanla değişimi

## 6. TARTIŞMA VE SONUÇ

Elâstik özellikleri göz önüne alınmaksızın dinamik modeli çıkarılan iki serbestlik dereceli bir fırlatma sistemi için tasarlanan denetim sistemi kullanılarak MATLAB® ortamında gerçekleştirilen bilgisayar benzetimlerinde, denetim sisteminin atış öncesinde yükseltme ve döndürme bütünlerini istenen açısal konumlara getirebildiği görülmektedir. Yaklaşık %12'lik bir aşmanın ardından öngörülen 20 Hz'lik bant genişliğine karşılık gelen yaklaşık 80 ms süre zarfında sistemi her iki düzlemde de belirlenen atış konumuna taşıyabilen denetim sistemi, başlangıçtan 0.2 s sonra roket atışı nedeniyle etkiyen itki kuvvet ve momentinin etkisiyle özellikle yükseltme bütününde oluşan yüksek genlikli salınımları bir periyottan sonra yaklaşık 0.1 s içerisinde sönümleyebilmekte ve müteakip roket atışı için fırlatma sistemini yeniden istenen açısal konuma getirebilmektedir. Gerçekleştirilen bilgisayar benzetimleri sonuçlarından gözlendiği üzere, itki kuvvet ve moment bileşenlerindeki iki kat artış yükseltme bütünündeki salınım artışında da yaklaşık iki katlık bir etkide bulunmuş ancak her iki durumda da salınımlar aynı süre zarfında sönümlenmiştir. Bahsedilen artım, yükseltme bütünündeki kadar etkin olmamakla birlikte döndürme bütününde de ortaya çıkmıştır. İfade edilen sürelerin toplamı, hava savunma sistemlerinde kullanıldığı öngörülen bu tip fırlatıcı araçlar için, ilk yönlendirme, kilitleme, atış sonrası kararlılaştırma ve bir sonraki sonraki atışa hazır olma işlemleri için öngörülen azamî 1 s uzunluğundaki sürenin altındadır (Yaklaşık 0.3 s.). Buradan, önerilen PID denetim kurallı hesaplamalı tork yönteminin hem başarım ve hem de kararlılaştırma anlamında, göz önüne alınan fırlatma sistemi modeli için tatminkâr sonuçlar ürettiği söylenebilir. Öte yandan, roket atışını müteakiben yükseltme bütününde meydana gelen salınımların genliği uygun bir gürbüz denetim yaklaşımı kullanılarak daha da düşürülebilir. Benzetimlerde, İtki yükü etkisinin doğal bir sonucu olarak, yükseltme bütünü pistonu ve döndürme bütünü elektrik motoru tarafından uygulanan eyletim kuvvet ve torku da yaklaşık aynı oranda (iki kat mertebesinde) artış göstermiştir.

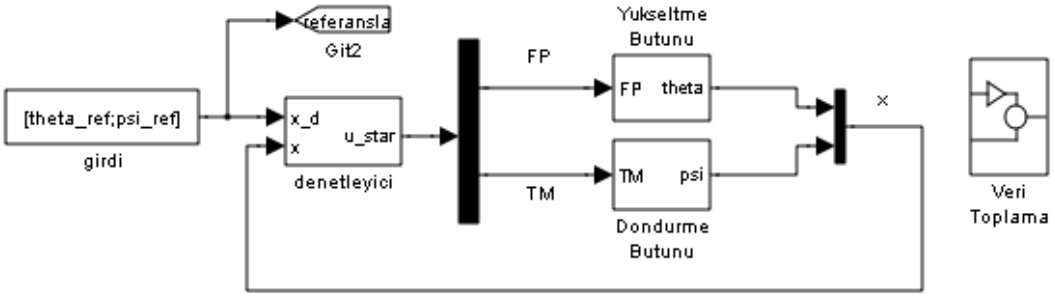
Fiziksel uygulamada, bu çalışmada ortaya çıkan hız ve kuvvet (moment); dolayısıyla güç gereksinimini karşılayabilecek elektrik motoru ve bu motoru besleyecek güç kaynağının (bataryanın) kütlesi oldukça fazla çıkmaktadır. Yükseltme ve döndürme bütününü oluşturan mekanik yapının kütlesi de hesaba katıldığında, sistemi yukarıda belirtilen kısa süreler zarfında tevcih edecek

(yönlendirecek) bir konfigürasyon hayli ağır olacaktır. Çalışmada ele alınan tipte bir fırlatma sisteminin başka bir hareketli platform üzerinde kullanılacağı ve bundan dolayı olabildiğince hafif olmasının isteneceği göz önünde bulundurularak, denetim sisteminden beklenen süreler ile fırlatma sisteminin toplam kütlesi arasında bir uzlaşıya gidilmesi gerekmektedir.

Burada ele alınan fırlatıcı sistem yalnızca tek bir roket taşımakta olup, bilgisayar benzetimlerinde kullanılan itki kuvvet ve momenti değerleri benzer sistemlerde görülen en yüksek yükler olarak seçilmiştir. Çalışma; önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere ikili, dörtlü ve daha çok roket içeren podlar taşıyan sistemler için genişletilebilir. Özellikle burada ihmal edilen elâstik etkilerin de hesaba katılması sonucunda, çok daha hassas sonuçlar elde edilebilecektir.

## 7. KAYNAKLAR


1. Cömert, M. D. ve Özgüven, H. N., "Bir topçu roket fırlatıcısının atış dinamiğinin fırlatma hatalarına etkilerinin incelenmesi", Savunma Teknolojileri Kongresi-2004 (SAVTEK 2004), ODTÜ, Ankara, Türkiye, 24-25 Haziran 2004.
2. Haug, D. ve Wagner, H. J., Active Hardkill Protection Systems: Analysis and Evaluation of Different System Concepts, Teknik Rapor, 2011.
3. Döğüşgen (Erbaş) C., Kılıçaslan, E. ve Ertekin, Ö., "Kara platformları için aktif koruma sistemleri", Savunma Bilimleri Dergisi, Cilt: 10, Sayı: 1, s. 92-106, 2011.
4. Dziopa, Z., Krzysztofik, I. ve Koruba, Z., "An analysis of the dynamics of a launcher-missile system on a movable base", Bulletin of the Polish Academy of Sciences, Technical Sciences, Cilt: 58, Sayı: 4, s. 645-650, 2010.
5. Koruba, Z., Dziopa, Z. ve Krzysztofik, I, "Dynamics of a controlled anti-aircraft missile launcher mounted on a moveable base", Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Cilt: 48, Sayı: 2, s. 279-295, 2010.
6. Stippes, M., Analysis of Missile Launcher, Part R: Approximate Formulas for Pitch Velocity at Tip-off, Teknik Rapor, Department of Theoretical and Applied Mechanics, University of Illinois, Urbana, IL, ABD, 1962.
7. Koruba, Z., Dziopa, Z. ve Krzysztofik, I, "Dynamics and control of a gyroscope-stabilized platform in a self-propelled anti-aircraft system", Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Cilt: 48, Sayı: 1, s. 5-26, 2010.


Şekil 9. MATLAB® SIMULINK® ortamında oluşturulan benzetim modeli

# UÇAN SİSTEMLERE HARİCÎ YÜK ENTEGRASYONU KAPSAMINDA GERÇEKLEŞTİRİLEN ÇIRPINTI ANALİZ VE TEST ÇALIŞMALARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Ümit CEYHAN, Özlem SÜMER ve Bülent ÖZKAN

Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu, Savunma Sanayii Araştırma ve Geliştirme Enstitüsü (TÜBİTAK SAGE), Ankara, Türkiye

{umit.ceyhan, ozlem.sokmen ve bulent.ozkan}@tubitak.gov.tr

## ÖZET

Gerek askerî gerekse sivil amaçlı olarak kullanılan uçak, helikopter ve insansız hava aracı gibi uçan sistemlere haricî yük entegrasyonu kapsamında ele alınması gereken hususlardan biri de çırpıntı (*İng. flutter*) olgusudur. Entegre edilecek haricî yükün kütlesel ve boyutsal özelliklerinin yanısıra uçan sistemin uçuş irtifası ve hızına da bağlı olarak farklı durumlarda ortaya çıkabilecek çırpıntı, fiziksel olarak genliği zamanla büyüyen salınımlar içermektedir. Bu olgu uçan platformun ana yapısal elemanlarının kalıcı zarara uğramasına, kaybına ve dolayısıyla uçuş güvenliğinin ortadan kalkmasına neden olmaktadır. Uçak ve helikopter gibi insan taşıyan platformlar söz konusu olduğunda çırpıntı dolayısıyla can kaybı meydana gelmesi dâhi olasıdır. Bu nedenle, haricî yük entegrasyonu çalışmalarında, ele alınan uçan sistemin haricî yük takılı haldeki olası bütün uçuş konfigürasyonlarının çırpıntı olgusu açısından incelenmesi ve değerlendirilmesi büyük önem arz etmektedir. Bahsi geçen incelemeler, uygun yazılımlarla gerçekleştirilecek aeroelastik analizlerle birlikte ölçeklendirilmiş rüzgar tüneli testlerini ve/veya gerçek uçuş koşullarında icra edilecek çırpıntı testlerini içermekte olup oldukça maliyetli bir süreçtir. Bu çalışmalar sonucunda uçan platformun tanımlanan haricî yük konfigürasyonu için güvenli uçuş zarfı tanımlanır. Bu bildiride, uçan sistemlere haricî yük entegrasyonu kapsamında gerçekleştirilen çırpıntı analiz ve testlerine ilişkin belli başlı çalışmalar ele alınmış ve sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Uçan sistemler, haricî yük sertifikasyonu, çırpıntı

# EVALUATION OF THE FLUTTER ANALYSES AND TESTS PERFORMED FOR THE EXTERNAL STORE INTEGRATION TO AERIAL SYSTEMS

## ABSTRACT

Flutter phenomenon is one of the issues which should be carefully handled in the sense of external store integration processes to aerial systems such as aircraft, helicopter, and unmanned aerial vehicles regarding both military and civilian purposes. Flutter which may come into the picture under different situations depending on the flight altitude and speed of the aerial systems as well as the inertial and dimensional properties of the store to be integrated involves oscillations whose amplitude grows in time. This phenomenon causes the main structural elements of the main platform to be destroyed and hence the flight safety to be lost. Considering platforms carrying human such as aircraft and helicopter, the existence of death is even possible due to flutter. Thus, it is crucial to examine and evaluate all possible flight configurations of the aerial system under consideration upon which the external store is mounted in the sense of flutter. The mentioned activities constitute an expensive process involving aeroelastic analyses to be conducted with convenient softwares, wind tunnel tests using scaled system models and/or real time flutter tests. Once this process is completed, the safe flight envelope of the aerial platform for the specified external store configuration is cleared. In this proceeding, some notable flutter analysis and test works performed for the external store integration process to aerial systems are investigated.

**Keywords:** Aerial systems, external store integration, flutter

## 1. GİRİŞ

Uçak ve helikopter gibi uçan sistemler, teknolojik gelişmeye paralel olarak son yüz yıllık dönemde insan hayatında oldukça önemli bir yer edinmiştir. İnsan taşımacılığında ulaşım sürelerini oldukça kısaltmalarının yanısıra yük ve eşya nakliyesinde sundukları düşük teslim zamanı ve güvenlik, anılan sistemlerin yaygınlaşmasını sağlamıştır. Öte yandan, sivil uygulamalarda işgücü gereksinimini enaza indirmek ve askerî amaçlı uygulamalarda da can kaybını ortadan kaldırmak amacıyla son yirmi yıllık dilimde kullanılmakta olan insansız hava araçları (İHAlar) da, uçak ve helikopterin yanında bir diğer önemli uçan platform olarak yerini almıştır.

Göz önüne alınan uygulamaya bağlı olarak, eldeki uçan sistem üzerinde birtakım değişiklikler yapmak gerekebilmektedir. Bahsi geçen değişiklik kimi uygulamalarda uçan sistem üzerinde bir tasarım değişikliği olarak ortaya çıkarken kimi durumlarda da platform üzerine haricî bir yükün bütünlenmesini gerektirmektedir. Sivil amaçlı uygulamalarda görüntüleme amaçlı kamera veya sinyal alışverişinde kullanılan radar birimlerini içeren podlardan oluşan haricî sistemler, askerî alanda daha fazla çeşitlilik arzetmektedir. Bir başka deyişle, değişen savaş konseptine paralel olarak silâh teknolojisinin ortaya çıkardığı en etkili araçlardan biri olan akıllı mühimmatlar, askerî amaçlı uçak, helikopter ve İHAlarda yaygın biçimde kullanılan haricî yüklerdendir. Akıllı bomba veya güdümlü füze şeklinde geliştirilen akıllı mühimmatların anılan platformlara entegrasyonunun sorunsuz bir biçimde yapılabilmesi; daha doğrusu platformun uçuş rejimi ve güvenliğinin bu ekleme işleminden olumsuz etkilenmesinin asgarî düzeyde tutulabilmesi için, kapsam ve yöntemleri ilgili standart ve el kitaplarında ayrıntılı olarak açıklanan bir dizi analiz ve testin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bu çerçevede incelenmesi gereken önemli hususlardan biri de, pek çok çalışmada limitli döngü titreşimi (*İng. limit cycle oscillation*) kavramı ile birlikte incelenen çırpıntı (*İng. flutter*) olgusudur. Bazı kaynaklarda "uçuşta çırpıntı" olarak da adlandırılan çırpıntı testi, haricî yük entegrasyonu kapsamında yapılması gerekli uygunluk testleri arasında en riskli olanı ve öncesinde en çok analitik çalışma gerektirenidir. "Aerodinamik ve elastik kuvvetlerle eylemsizlik etkisinin etkileşimiyle ortaya çıkan kararsız ve genliği zamanla artan salınımlar" olan tanımlanan çırpıntı, üzerinde görüldüğü sistemin kalıcı zarara uğrayarak kısa sürede elden çıkmasına neden olmaktadır [1]. Uçak hızlarının artması ve zaman içerisinde önem kazanan hafifleme ihtiyacı neticesinde daha da fazla önem kazanan çırpıntı, "kritik çırpıntı hızının üzerinde görülen dinamik kararsızlık" olarak da tabir edilmektedir. Buna göre, uçan sistemin hızı arttıkça aerodinamik akış ile yapısal titreşim modlarının birbirleri ile daha karmaşık bir etkileşime girmesi sonucunda önce toplam sönümleme düşmekte ve ardından yapı akıştan enerji çekmeye başlamaktadır. Bu durum "negatif sönümleme" olarak adlandırılan durumu ortaya çıkarmaktadır. Çekilen enerji ile rezonansa giren yapıda titreşim genlikleri zamanla artmakta ve bu durum yapısal başarısızlığa neden olmaktadır [1]. İnsan taşıyan hava platformlarında can kaybına da sebebiyet verebilen çırpıntı olgusu, esas olarak mevcut platforma entegre edilecek haricî yükün kütle ve boyutsal özellikleri ile platformun uçuş irtifası ve hızının doğrusal olmayan bir fonksiyonudur [2]. Doğrusal olmayan doğası, uçuş koşullarında meydana gelecek çok küçük değişiklikler karşısında dâhi ele alınan sistemin âniden aeroelastik açıdan kararsız bir duruma geçmesine neden olmaktadır [2]. İfade edilen doğrusal olmayan karakteristiği nedeniyle çırpıntı testleri, tekrar edilebilirlik hususlarında da sıkıntılıdır [1]. Bu nedenle, çırpıntı analizleri olabildiğince gerçek uçuş koşulları ve uçak dinamik yapısı göz önüne alınarak yapılmalı ve akabinde plânlanan testler de mümkün mertebe çırpıntı koşullarına yakın durumlarda icra edilmelidir [2]. Burada belirtilen durumlar uçan platformun uçuş rejimi göz önüne alınarak sesaltı (*İng. subsonic*), ses civarı (*İng. transonic*) ve sesüstü (*İng. supersonic*) uçuş rejimlerinin her üçü için de ayrı ayrı ele alınmalı ve özellikle ses civarı uçuş hızlarındaki doğrusal olmayan dinamik sistem davranışları hassasiyetle belirlenmelidir [3]. Ayrıca, savaş uçakları gibi kanat altında haricî yük (mühimmat) taşıyan hava platformlarında gövde altına nazaran kanat altında yük

taşındığı durumlar daha kritik olduğundan ayrı bir özenle ele alınmalıdır [4].

Çırpıntı incelemeleri, ön hazırlık, analiz ve test olmak üzere üç ana başlık altında toplanabilir. Ele alınan sistemin dinamik eşdeğer sonlu elemanlar modelinin oluşturulduğu modelleme ve bu modeli iyileştirmek amacıyla gerçekleştirilen yer titreşim testleri (*İng. ground vibration tests*) ile başlayan hazırlık aşaması, çırpıntı kestirimi analizlerinin ardından eyletim (tahrik) yönteminin belirlenmesi ve testlerde kullanılan ölçerlerin uçan platform ve entegre edilecek haricî yük üzerindeki uygun noktalara yerleştirilmesini kapsayan enstrümantasyon çalışması ile devam etmekte ve çırpıntı uçuş testleri ile sonlanmaktadır.

Çırpıntı kestirimi analizleri ile uçan platform için hedeflenen uçuş zarfı içerisindeki çırpıntı açısından riskli noktalar belirlenmektedir. Analizler neticesinde ortaya çıkan kritik uçuş koşullarında icra edilen çırpıntı testleri sırasında platform ve yük üzerinden alınan ivme verileri yeterli kapasitedeki bir telemetre sistemi aracılığıyla gerçek zamanlı olarak yer istasyonuna gönderilmekte ve önce gerçek zamanlı ardından da test sonrasında olacak şekilde bu veriler işlenerek platformun çırpıntıya maruz kalabileceği koşullar belirlenmeye çalışılmaktadır. Böylelikle, ele alınan haricî yük takılı haldeki uçan sistemin çırpıntıdan arındırılmış "güvenli" uçuş zarfı belirlenmektedir [1], [2]. Bu çalışmada, yukarıda sıralanan her üç aşamada icra edilmesi gereken faaliyetler ele alınarak önemli hususlar vurgulanmaktadır.

## 2. ÇIRPINTI SERTİFİKASYONU ÇALIŞMALARI HAZIRLIKLARI

Çırpıntı incelemelerinin son adımı olan uçuş testleri gerçekleştirmeden önce, bir dizi hazırlık faaliyetinin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bunlardan ilki, örnek görüntüsü Şekil 1'de verildiği gibi, testte kullanılacak uçan sistemin (test kaleminin) sonlu elemanlar modelinin oluşturulması ve oluşturulan modelin yer titreşim testleri verilerinden elde edilen modal veriler kullanılarak güncellenmesidir. Ele alınan haricî yükün veya yüklerin uçan platform üzerine bağlanabileceği birden fazla noktanın bulunması ve farklı yakıt yükleme durumlarının varlığı gibi sistemin modal özelliklerini etkileyecek pek çok husus olması durumunda, birbirinden farklı birçok yapısal model hazırlamak gerekmektedir. Belirtilen durum, onlarca hatta yüzlerce farklı sistem modelinin oluşturulması sonucunu doğurmaktadır. Bu kapsamda çok sayıda ve oldukça ayrıntılı sistem yapısal modellerinin hazırlanması mümkün olmakla birlikte, analiz süresinin kısaltılabilmesi amacıyla yer titreşim testlerinde kullanılabilecek seviyede indirgenmiş modellerin türetilmesi tavsiye edilmektedir [1], [5].



Şekil 1. F-16 uçağı için sonlu elemanlar modeli [6]

Yapısal sonlu elemanlar modeli hazırlama çalışmasının bir diğer ayağını yer titreşim testleri oluşturmaktadır. Olası uçan sistem-haricî yük kombinasyonlarının tamamı için modal parametrelerin (doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları) deneysel olarak tespit edilmesi için yapılan yer titreşim testleri sonucunda, çırpıntı analizlerinde kullanılacak yapısal sonlu elemanlar modelinin iyileştirilebilmesi için gerekli verinin elde edilebilmesi amaçlanmaktadır [1]. Üzerinde haricî yük bağlı olarak olası yükleme konfigürasyonlarının tamamı için yerde gerçekleştirilen yer titreşim testlerinde, uçan platformun önceden belirlenen noktalarına modal sarsıcılarla uygulanan dinamik kuvvetlere karşılık yine platform ve yük üzerinde önceden belirlenen noktalara yerleştirilmiş ölçerlerden (ivmeölçer ve/veya gerinimölçerlerden) alınan veriler toplanarak yapının frekans tepkisi ölçülmektedir [1], [5].

Şekil 2 ve Şekil 3'te gösterildiği gibi özel askılama donanımları kullanılarak veya platform iniş takımlarının ucundaki tekerleklerin basıncı düşürülerek sağlanan serbest-serbest salınım koşulları sonrasında genlik ve frekans aralıkları önceden hesaplanan modal sarsıcı ve/veya modal çekiç kullanarak uçan sistem tahrik edilmekte ve

ivmeölçerler aracılığıyla tepki ivmeleri ölçülmektedir. Testler sırasında, katı cisim modlarının elastik modlardan ayrıştırılabilmesi için yapının mümkün olduğunca serbest-serbest sınır şartına getirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, yer titreşim testlerinde uçağın hava yastıkları veya yumuşak yaylı sistemler gibi askılama sistemleri ile askılanması hedeflenmektedir. İniş takımlarının kanat yapısına dahil olmadığı durumlarda lastik basınçları düşürülerek de testler icra edilebilmektedir. Ancak bu durumda özellikle ilk elastik modun belirlenebilmesi için lastik basınçlarının iyi ayarlanması gerekmektedir [7].

Örnek olarak AIRBUS firmasının geliştirdiği A380-800 tipi yolcu uçağı üzerindeki görüntüsü Şekil 7'de verilen yer titreşim testlerinin icrasında kullanılan en popüler yöntemler Faz Rezonans Yöntemi ve Faz Ayrıştırma Yöntemi'dir [1]. Bunun yanısıra, yer titreşim testlerinde göz önüne alınan her iki yaklaşımın da kendine özgü üstünlük ve zayıflıkları bulunduğundan, ele alınan uygulamaya en uygun olan yöntem seçilmelidir.

Test verilerinden modal veri türetilmesinde genellikle aşağıda sıralanan üç yöntemden biri dikkate alınmaktadır [1]:

- Frekans Tabanlı Doğrudan Değişken Saptama Yöntemi
- En Küçük Kareler Tabanlı Karmaşık Üssel Yöntem
- En Küçük Kareler Tabanlı Karmaşık Frekans Kümesi Yöntemi



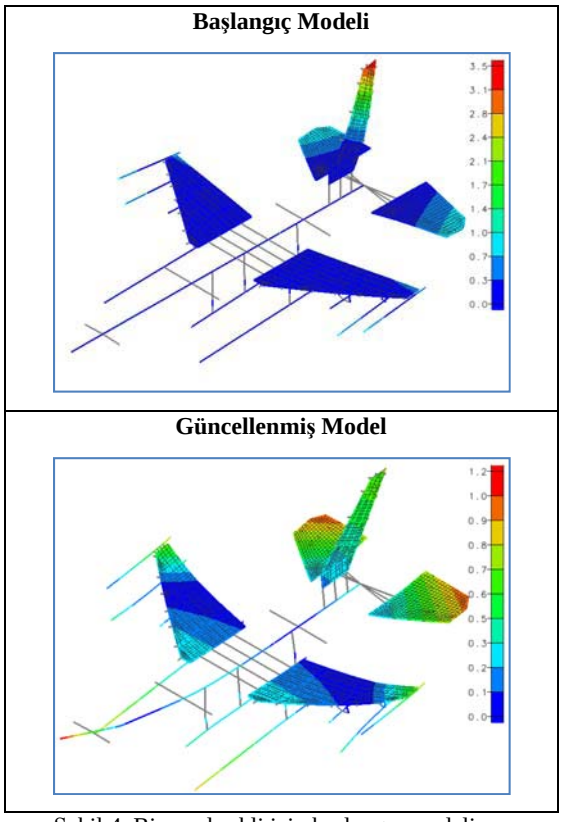
Şekil 2. Örnek askılama donanımı [1]



Şekil 3. Basıncı düşürülmüş tekerlek [1]

Yer titreşim testlerinden elde edilen deneysel modal parametreler kullanılarak eldeki sonlu elemanlar modelinin güncellenmesi (*İng. model updating*) çalışmaları gerçekleştirilmektedir. Bunun için, sonlu elemanlar modelinde değişiklikler yapılarak modele ait modal parametreler yer titreşim testlerinden elde edilen deneysel modal parametrelere uygun hale getirilmeye çalışılmaktadır.

TÜBİTAK-SAGE'de F-16C harici yük çalışmaları kapsamında, yer titreşim verileri kullanılarak model güncelleme çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma kapsamında, kabuk ve kiriş elemanlardan oluşan uçak sonlu elemanlar modelinden elde edilen mod şekillerinin ve frekansların testlerden elde edilenler ile yakın olmasını sağlayacak eleman özelliklerinin bulunması amaçlanmıştır. Bahsi geçen korelasyon etkin bir optimizasyon yönteminin kullanımını gerektirmektedir. F-16C için oluşturulan sonlu elemanlar modeli kullanılarak gerçekleştirilen optimizasyon analizleri sonucunda, test sonuçları ile tutarlı frekans ve mod şekilleri elde edilmiştir. Bir mod şekli için güncellenmiş modelden elde edilmiş normalize edilmiş deplasman dağılımının başlangıç modeli sonuçları ile karşılaştırılması Şekil 4'te verilmiştir. Bu şekilden anlaşılacağı üzere test sonuçlarından uzak sonuçlara sahip başlangıç modeli, optimizasyon analizleri sonucunda test sonuçları ile tutarlı olacak şekilde güncellenmiştir [8].




Şekil 4. Bir mod şekli için başlangıç modeli ve güncellenmiş modele ait normalize edilmiş deplasman dağılımları [8]

Yapısal sonlu elemanlar modeli güncelleme çalışmalarının tamamlanmasının ardından aeroelastik analiz çalışmaları gerçekleştirilmektedir. Bu aşamada yapının elastik hareketleri sonucu meydana gelecek aerodinamik kuvvet değişimlerinin uçan platformun dinamiğiyle bağdaştırılması hedeflenmektedir. Aeroelastik analizlerin amacı değişen dinamik basınç koşulları (Mach sayısı–irtifa) için çırpıntı kestirim parametrelerinin değişiminin (sönümleme oranı–doğal frekans) ve nihai olarak kritik çırpıntı marjının testler öncesinde belirlenmesidir. Bunun için yapısal sonlu elemanlar modeli ve aerodinamik model kullanılarak aeroelastik model hazırlanmaktadır. İlgilenilen dinamik basınç koşulları için aeroelastik analizler, koşulun sesaltı, ses civarı ve sesüstü olması durumu göz önüne alınarak ilgili çözüm yöntemleri kullanımı ile gerçekleştirilmektedir. Durağan olmayan aerodinamik kuvvetlerin zaman düzleminde hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri ile belirlenmesi pratik olmadığından bu kapsamda çoğunlukla panel tabanlı yaklaşımlar kullanılmaktadır [1]. Panel tabanlı yaklaşımlarla farklı aerodinamik koşullar için çırpıntı kestirimi için aeroelastik analiz yapabilen ticari yazılımlar mevcuttur [9]. Aeroelastik analizler yardımıyla çırpıntı uçuş testlerinin planlaması (test noktaları, test adımları vb.) yapılmaktadır.

Test hazırlıkları çalışmaları bünyesinde gerçekleştirilen bir diğer faaliyet uçan platformun enstrümantasyonudur. Uçan platform ve haricî yük üzerinde yapının modal davranışını temsil edecek biçimde belirlenen noktalara ivmeölçer ve/veya gerinimölçer yerleştirilmektedir. Ölçerler ile uçuş sırasında platform üzerinden alınacak verileri yer istasyonuna gönderecek telemetre sistemi arasındaki kablajın yapılmasının ardından, çırpıntı testi esnasında uygulanacak eyletim yönteminin belirlenmesi dışında test hazırlıkları tamamlanmış olur.

Çırpıntı testleri hazırlıkları kapsamında ele alınması gereken en önemli hususlardan biri de test sırasında uçan sistemi eyletme yönteminin belirlenmesidir. Haricî yük bütünlenmiş haldeki uçan sistemin çırpıntı koşullarının oluşmasına katkıda bulunacak titreşim modlarının tamamını eyletecek şekilde belirlenecek yöntemin temel gereksinimleri aşağıdaki gibi listelenebilir [2]:

- Yeterli kuvvet seviyesine ulaşılabilmesi,
- Göz önüne alınan frekans aralığının tamamında eyletim sağlanabilmesi,
- Uçan platformun modal karakteristiklerini etkilemeyecek veya en azından asgarî düzeyde etkileyecek kadar hafiflik,
- Güç gereksiniminin hava platformu tarafından karşılanabilmesi.

Çırpıntı konusunda gerçekleştirilen çalışmalar incelendiğinde, yukarıda sıralanan isterleri karşılamak üzere temelde üç farklı eyletim yönteminin uygulandığı veya önerildiği göze çarpmaktadır [2]:

- Uçan platformun kendi kontrol yüzeyleri kullanılarak eyletim,
- Harici eyletim sistemleri kullanılarak eyletim,
- Atmosferik türbülanstan yararlanılarak eyletim.

Birinci yaklaşımda, uçan sistemin kontrol yüzeyleri (elevatör, aileron ve dümen) kullanılarak platform üzerinde çırpıntı koşullarını oluşturacak aerodinamik etki elde edilmeye çalışılır. Bu şekilde, yapının

simetrik ve antisimetrik titreşim modlarının tamamının eyletimi mümkündür. Pilot veya operatör tarafından elle verilen anlık atımlar (pulslar) ve kabin içerisine konulacak haricî bir sinyal üreteci vasıtasıyla sağlanacak salınımlı açısal kontrol yüzeyi hareketleri şeklinde iki farklı tipi olan bu yöntemde, uçan sistem üzerine herhangi bir ek kütle konmadığından sistemin modal karakteristikleri etkilenmemektedir. Ayrıca uygulanan açısal hareketin süresi çok kısa olduğundan, tek bir test noktasında birden fazla girdi uygulanabilir. Öte yandan, pilot veya operatörün elle verdiği anlık atımın frekansı 10 Hz'i geçememektedir. Salınımlı tip girdinin frekansı da uçan platformun kontrol sisteminin bant genişliğine bağlı olup, en fazla 35 Hz frekansında tatbik edilebilmektedir [2].

İkinci yaklaşımda, platform üzerine, genellikle kanat ve kuyruk ucuna olmak üzere piroteknik eyletici, eylemsizlik tipi eyletici veya salınımlı kanatçıklar yerleştirilmektedir. Diğer ikisine göre daha hafif olan ve 5-50 Hz aralığında salınım oluşturabilen birinci tip eyletici tek kullanımlık olup, her sortide farklı itki karakteristiğine sahip yenisiyle değiştirilmelidir. Üzerinde dönen eksenden kaçık (ekzantrik) bir kütle sayesinde açısal hızının karesiyle orantılı kuvvet uygulayabilen ve bu nedenle de özellikle yüksek frekans değerlerinde daha fazla kuvvet üretebilen eylemsizlik tipi eyleticinin çalışma frekansı 65 Hz değerine kadar çıkabilmekte olup, piroteknik eyleticiye göre daha ağırdır. Belirlenen farklı frekans değerlerinde eyletim sağlayacak şekilde aynı uçan sistem üzerinde birden fazla noktada kullanılabilecek bu eyleticiler, Şekil 5'te gösterildiği gibi uçan platformların çoğunlukla kanat ucuna takılmaktadır. Salınımlı kanatçıklar ise, uçan sistemlerin kanat ucu veya kuyruk kısmında konumlandırılan kontrollü aerodinamik kontrol yüzeyleri olup, 40-50 Hz aralığında istenilen genlikte açısal hareket sağlayabilmektedir. Örnek bir uygulaması Şekil 6'daki gibi olan salınımlı kanatçıklar, bu grupta ele alınan eyleticiler içinde en ağır olanıdır. Çırpıntıya neden olacak aerodinamik yükleri elde etmek amacıyla kullanılan haricî eyletim sistemlerinin en büyük dezavantajı, kütleleri nedeniyle uçan sistemin modal karakteristiğini değiştirmeleridir [2], [3]. Buna karşın, uçan platformun kendi kontrol yüzeyleri ile sağlanamayacak frekans değeri ve genliğindeki momentleri sağlayabilmektedirler [2].

En büyük avantajı herhangi bir haricî eyletici kullanımına gerek duymayan atmosferik türbülanstan yararlanılarak eyletimde uçan sistem önceden belirlenen türbülanslı akış koşullarında uçurulmaktadır. Yapının simetrik ve antisimetrik titreşim modlarının tamamının uyarılabildiği bu yaklaşımın en büyük dezavantajı, gelişigüzel atmosferik türbülans ortamında toplanabilen enerjinin düşük frekanslarda (tipik bir değer olarak 8 Hz) yoğunlaşması ve bundan dolayı da paltformun yüksek frekanslarında eyletim sağlanamamasıdır. Bu yöntemde eyletim girdisi kontrol dışıdır. Ayrıca, tutarlı bir istatistiksel analiz yapabilmek için bu koşullarda uzun süre uçulması gerekir. Ancak, uçan sistemin kararlılığını bozucu yöndeki güçlü etkisinden ötürü, uçan sistemlerin türbülanslı ortamlarda uzun süre kalması istenmemektedir [2].



Şekil 5. Eylemsizlik tipi eyletici [5]



Şekil 6. Salınımlı kanatçıklar [5]

## 3. ÇIRPINTI TESTLERİ

Aeroelastik analizler sonunda uçuş zarfı üzerinde irtifa-Mach sayısı (uçuş hızı) çifti şeklinde belirlenen test noktalarında gerçekleştirilen uçuşlarla, başlıca aşamaları Şekil 8'de verilen çırpıntı testleri icra edilmektedir. Yukarıda da ifade edildiği gibi sistemin kararlılığını anlık olarak değiştirebilen doğrusal olmayan karakteri

dolayısıyla, test noktaları arasındaki geçiş oldukça dikkatli yapılmalıdır. Bu bağlamda çırpıntı testi, belli bir yakıt ve yükleme konfigürasyonu ile güvenli olduğu hesaplanan bir noktadan başlayarak dinamik basıncın yavaş yavaş arttırılması ile yapılır. Bahsi geçen basınç artışı sabit irtifada hız arttırarak veya sabit hızla (sabit Mach sayısıyla) irtifayı azaltarak gerçekleştirilmektedir [10]. Bu bağlamda, F-16 savaş uçağı kullanılarak yapılan bir çırpıntı testinde başlangıç noktasının 10.000 ft–0.7 Mach olduğu ve her test noktasında 20 ila 30 s kalacak şekilde uçuş hızının 0,05 Mach gibi düşük değerlerle artırılarak kademeli şekilde önce 5.000 ft ve ardından da 2.000 ft irtifalarına inildiği görülmektedir [4]. Testler sırasında, her test noktasında göz önüne alınan eyletim yöntemi vasıtasıyla yapıya bilinen kuvvetler uygulanarak yapının modal özellikleri anında çıkartılmakta ve analiz edilmektedir [5]. Bahsedilen analiz için, uçan sistem üzerinde önceden konumlandırılmış ivmeölçer ve gerinimölçerler tarafından ölçülen doğrusal ivme ve gerinim değerleri platform üzerindeki telemetre anteni aracılığıyla gerçek zamanlı olarak yer istasyonuna gönderilmektedir. Bu anlamda, veri aktarımından kaynaklanabilecek gecikme yer istasyonundaki analiz işlemlerinin neden olacağı gecikmelerle birlikte değerlendirilerek, uygun bir telemetre sistemi ve analiz bilgisayarları belirlenmelidir.

## 4. ÇIRPINTI TESTLERİ VERİ ANALİZİ YÖNTEMLERİ

Çırpıntı testleri sırasında uçan sistem üzerinden alınarak gerçek zamanlı olarak yer istasyonuna gönderilen ivme ve/veya gerinim değerleri istasyondaki güçlü analiz bilgisayarları tarafından işlenerek, belirlenen parametrelerin zamana göre değişimleri elde edilir. Genellikle tel grafikleri (*İng. strip charts*) olarak adlandırılan bu değişim grafikleri kullanılarak gerçekleştirilen analizlerde zamana veya uçuş hızına göre değişimi en çok ele alınan parametre sönüm oranıdır. Tanımı gereği sönüm oranı sıfır olduğunda ortaya çıkan bir olgu olan çırpıntıya yaklaşıldığının anlaşılabilmesi için geçerli olan en yaygın kıstas, aerodinamik ve yapısal sönümden oluşan toplam sönüm oranının 0,03 değerine yaklaşmasıdır [2]. Belirtilen yaklaşımda, uçan platformun çırpıntının ortaya çıkabileceği öngörülen uçuş koşuluna (irtifa ve hız) olabildiğince yakın uçması sağlanarak sönüm oranı 0,03 değerine ulaştığında ekstrapolasyon yöntemi kullanılarak sönümün sıfırlanıp sıfırlanmayacağına bakılır. Eğer cevap olumlu ise uçuş koşulları (irtifa ve/veya hız) değiştirilmek veya uçuş sonlandırılmak suretiyle bu noktadan uzaklaştırılır. Sönüm oranı anılan değerden uzakta ise, güvenli bir hız artırımıyla bir sonraki test noktasına geçilmektedir. Sönüm oranının uçuş hızıyla değişimi kadar yaygın olmamakla birlikte, Çırpıntı Payı Yöntemi (*İng. Flutter Margin Method*) ve Zarf Fonksiyonu Yöntemi (*İng. Envelope Function Method*) gibi yaklaşımlar da çırpıntı analizinde kullanılmaktadır. Sönüm oranının aniden azalarak önceden kestirilemeyen bir noktada sıfıra inme riskini ortadan kaldırmak amacıyla önerilen Çırpıntı Payı Yöntemi'nde genellikle ikinci mertebeden sistemler için olmak üzere belirlenen bir kararlılık parametresinin uçuş hızına göre değişimi çıkarılarak çırpıntı kestirimi yapılmaya çalışılır. Zarf Fonksiyonu Yöntemi'nde ise kararlı ve sönümlü bir sistem olarak ele alınan uçan platformun atım (*İng. impulse*) girdiye cevabı incelenerek zamana göre genliği azalan cevap eğrisinden sönüm oranı değişimi belirlenmektedir. Bu kapsamda uygulanagelen yöntemlere genel olarak bakıldığında, yüksek sinyal-gürültü oranı gereksinimi başlıca dezavantajı olarak gözükmesine karşın uygulanan eyletim ve eyletici tipinden bağımsız olması ve daha az veriye gereksinim duyması nedeniyle, zaman kümesi esaslı yaklaşımların frekans kümesinde ele alınan yaklaşımlara göre daha yaygın olduğu görülmektedir [2].

Gerçek zamanlı analizlerin yanında, uygulama açısından içerisinde insan bulunan sistemlerden daha az kritik olan İHAlar ve model uçaklarda test sonrası (*İng. off-line*) çırpıntı analizleri de yapılmaktadır.

Testleri müteakiben gerçekleştirilen çırpıntı analizleri sonucunda, ele alınan uçan sistemin uçuş zarfı, çırpıntıya neden olmayacak şekilde belirlenebilmektedir.

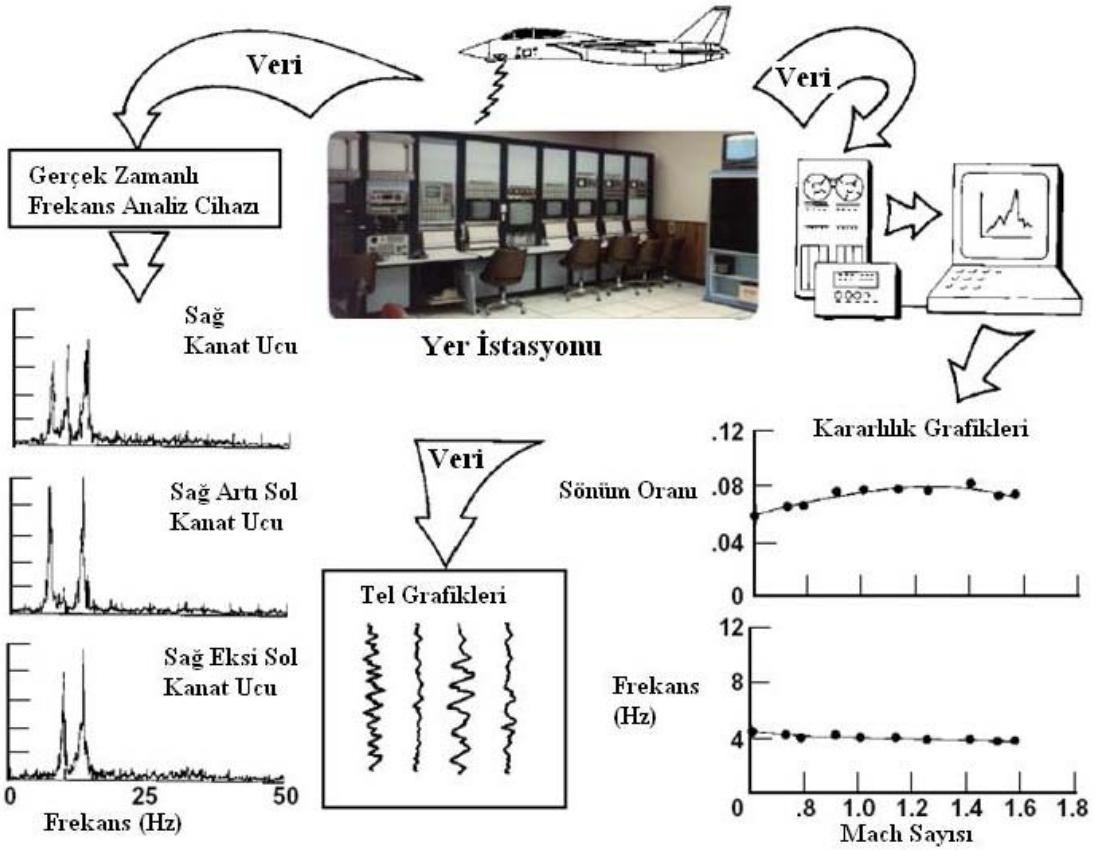
## 5. KAYNAKLAR

1. Köksal, S. ve Özşahin, E., "Yer titreşim testleri, çırpıntı incelemeleri ve çırpıntı testlerinin mühimmat tasarımındaki yeri", IV. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı (UHUK-2012), Hava Harp Okulu, İstanbul, Türkiye, 12-14 Eylül 2012.

2. Kayran, A., “Flight flutter testing and aeroelastic stability of aircraft”, Aircraft Engineering and Aerospace Technology: An International Journal, Cilt: 79, Sayı: 5, s. 494-506, 2007.
3. Brenner, M. J., Lind, R. C. ve Voracek, D. F., Overview of Recent Flight Flutter Testing Research at NASA Dryden, NASA Teknik Raporu 4792, ABD, Nisan 1997.
4. Sussingham, C., DeJoannis, J. ve Sansole, A., F-16 Aeroelastic Flight Testing: Impact on the Operational Fleet, USAF Teknik Raporu, ABD, 9 Haziran 2000.
5. Yıldız, E. N., Çırpıntı Testleri, Eğitim Sunuşu, Ankara, Türkiye, 2012.
6. Livne, E., “Future of airplane aeroelasticity”, Journal of Aircraft, Cilt: 40, Sayı: 6, s. 1066-1092, Kasım-Aralık 2003
7. A. A. Giacomin ve C. A. R. Moreira, “Development of acomplete gvt solution for regional jet aircrafts”, 23th International Modal Analysis Conference, ABD, 2005.
8. Köksal S. ve Sümer Ö., “Mühimmat Sertifikasyon Sürecinde Yer Titreşim Testleri ve Model Güncelleme”, 6. Savunma Teknolojileri Kongresi (SAVTEK-2012), ODTÜ, Ankara, Türkiye, 20-22 Haziran 2012
9. ZAERO Version 8.5 Theoretical Manual, ZONA 02 12.4, Zona Technology, Inc., Haziran 2011.
10. Hönlinger, H., Böswald, M., Mai, H. ve Dietz, G., Advanced Aeroelastic Testing at the German Aerospace Center (DLR) and Future Challenges, NATO RTO-MP-AVT Raporu, 2008.



Şekil 7. AIRBUS A380-800 uçağına uygulanan yer titreşim testleri [10]




Şekil 8. Çırpıntı test aşamaları [2]

# DEĞİŞKEN STROKLU GİT-GEL HAREKETİ YAPAN MEKANİZMA TASARIMI

Metin SALI[1], B. Baran TOPRAK[1], H. İbrahim TAŞKAYA[3], B. Burak ÖZHAN[1,2]

[1] Celal Bayar Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 45140, MANİSA
[2] Celal Bayar Üniversitesi, Uygulamalı Matematik Ve Hesaplama Uygulama Ve Araştırma Merkezi, 45140, MANİSA
[3] Tuğsan Makine Sanayi Ltd. Şti. , Organize Sanayi Bölgesi, MANİSA

## ÖZET

Bu çalışmada otomotiv sektöründe kullanılan kardan millerinin titreşimlerini sönümleyen elemanın ömrünün tahmini için bir deney düzeneği tasarlanmıştır. Yapılan çalışmada değişken stroklu bir mekanizma düşünülmüştür. Mekanizma, gerçek şartlar göz önüne alınarak uygulanacak strokun ayarlanabileceği şekilde tasarlanmıştır. Bunun için öncelikle servo motorlar incelenmiştir. Servo motorun ani devir yönü değişimlerine uzun süre dayanamayacağı göz önünde bulundurularak, ayarlanabilir harmonik tahrik (adjustable harmonic drive) çalışma prensibi temel alınarak bir mekanizma tasarlanmıştır. Sistemde yapılan bazı kısıtlamalarla deney sırasında meydana gelecek beklenmedik strok değişimlerinin önüne geçilmiştir. Tasarımda göz önüne alınan parametrelerin çeşitli değerleri için hesaplamalar yapıldıktan sonra, SOLIDWORKS® programı kullanılarak mekanizmanın üç boyutlu çizimleri oluşturulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Kardan mili, Titreşim İzolasyonu, Değişken Strok, Mekanizma Tasarımı, Servo Motor

## DESIGN OF RECIPROCATING VARIABLE STROKE MECHANISM

## ABSTRACT

In this study, the experimental setup was designed in order to estimate life of damping element in longitudinal vibrated universal shafts. Variable stroke mechanism was considered. The mechanism was designed by regarding actual conditions. Mechanism is designed based on the working principle of Adjustable Harmonic Drive mechanism. Unexpected stroke changes were prevented during the experiment with some limitations on the system. Different values of the parameters taken into account in the design were calculated. Three-dimensional drawings of the mechanism were created using SOLIDWORKS® software.

**Keywords:** Universal shaft, Vibration isolation**,** Variable stroke, Mechanism design, Servo motor.

## 1. GİRİŞ

Strok; herhangi bir makine ve mekanizmanın gidip gelme hareketi yapan uzvunun maksimum gidip gelme miktarıdır [1-2]. Strok en yaygın biçimde, içten yanmalı motorlardaki piston hareketinde görülebilir. Pistonun bir yöndeki ilerlemesinin bitmesiyle birlikte, ters yönde başka bir hareket oluşarak git-gel hareketi tamamlanmaktadır. Burada oluşan hareket boyunun uzunluğuna strok adı verilir. Örnek olarak buharlı lokomotiflerde, Otto ya da Diesel motorlarda strok uzunluğu krank tarafından belirlenir. En modern içten yanmalı motorlar dört zamanlı devir ile çalışır. Bu "tam bir silindir döngüsünde dört ayrı strok oluşur" anlamına gelmektedir.

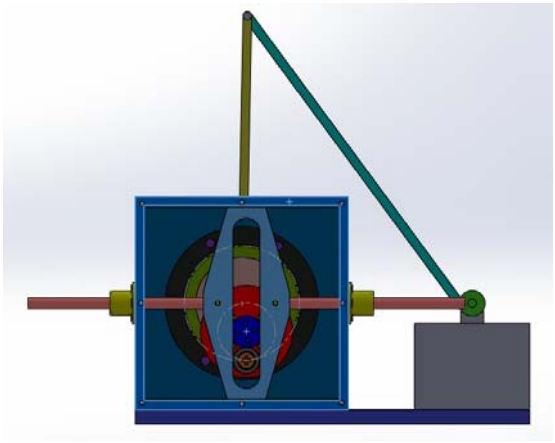
Günümüzde otomotiv sektöründe binek araçlar ve yük taşıtlarında diferansiyel kutusu ve tekerlek arasında kullanılan kardan milleri, iki kardan kavraması arasında kullanılan içi boş bir mildir. Bu miller mekanik enerjiyi bir uçtan diğerine aktarma işlevini görür. Motor tarafından burulma etkisine maruz kalan kardan milleri genellikle arkadan itişli (rear wheel drive) araçlarda, motorun önde olmasından dolayı arka tekerleklere güç iletmek için kullanılır. Binek otomobilllerin günümüzde artık önden çekişli (front wheel drive) olması nedeniyle kardan millerinin kullanımı giderek azalmaktadır. Ancak özellikle yük araçlarında, motorun önde olması ve arkadan itiş sağlamak maksadıyla kardan milleri vazgeçilmez bir parça olarak kullanılmaktadır. Aynı zamanda, gemilerde motor ile pervane arasında kullanılan uzun şaftlar bu tür millere örnek olarak verilebilir. Normalden uzun kardan mili bulunduran ağır vasıtalarda, milde enine ve boyuna titreşimler oluşmaktadır. Bu istenmeyen bir durumdur. Çünkü milde zamanla deformasyonlar meydana gelecektir. Bu yüzden mil bir bağlantı elemanı ile gövdeye monte edilmektedir. Bu eleman bir rulman yardımıyla milin dönme hareketine izin verirken, aynı zamanda etrafındaki lastik malzeme ile titreşim izolasyonu görevi de görmektedir. Burada kullanılan lastik elemanda zamanla deformasyonlar meydana gelir.

Bu çalışmada, bahsedilen deformasyonların öngörülmesi için ayarlanabilir harmonik tahrik (adjustable harmonic drive) [3] prensibinin temel alındığı ve boyuna titreşimleri modelleyen bir deney düzeneği tasarlanmıştır. Aynı sistem düşey yönde de uygulanarak iki kademeli yatay ve dikey stroklar oluşturulabilir. Bu çalışmada düzeneğin yatay kısmı ele alınmıştır.

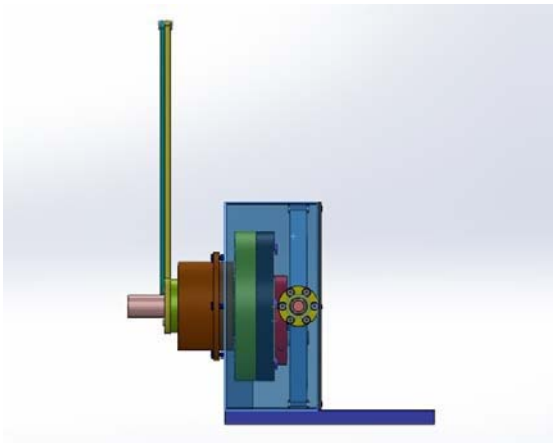
Öncelikle servo motorların kullanımı incelenmiştir [4-5]. Motorun oluşturduğu tahrik ve vidalı mil kullanılarak strok ayarlanmıştır. Ani devir yönü değişimleri servo motora zamanla zarar vermektedir. Ayrıca vidalı milde oluşan sürtünme de zaman içerisinde mekanizmanın ömrünü azaltmaktadır.

## 2. MEKANİZMANIN MODELLENMESİ

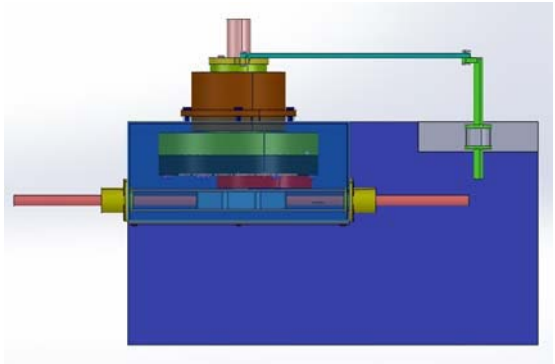
Mekanizma hareketinin incelenmesi amacıyla SOLIDWORKS® paket programı kullanılarak bir modelleme yapılmıştır. Şekil 1'de genel hatlarıyla tasarlanan model gösterilmiştir.



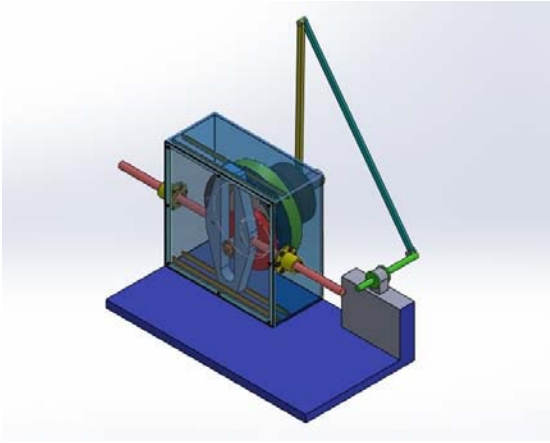
Şekil 1.a. Değişken stroklu git-gel hareketi yapan mekanizmanın Solidworks modeli (Ön görünüş)



Şekil 1.b. Değişken stroklu git-gel hareketi yapan mekanizmanın Solidworks modeli (Yan görünüş)



Şekil 1.c. Değişken stroklu git-gel hareketi yapan mekanizmanın Solidworks modeli (Üst görünüş)



Şekil 1.d. Değişken stroklu git-gel hareketi yapan mekanizmanın Solidworks modeli (İzometrik görünüş)

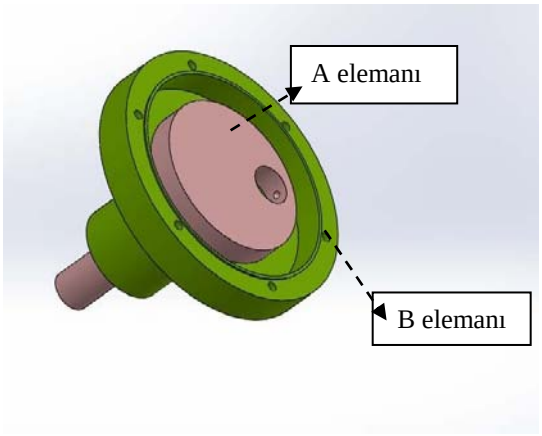
## 3. MEKANİZMAYI OLUŞTURAN KISIMLAR VE İŞLEVLERİ

Tasarlanan değişken stroklu git-gel hareketi yapan mekanizma beş kısımdan oluşmaktadır.

**1)** Tahrik elemanları
**2)** Dişli mekanizması
**3)** Flanş
**4)** İskoç çubuğu
**5)** Dört kol mekanizması

### 3.1. Tahrik Elemanları

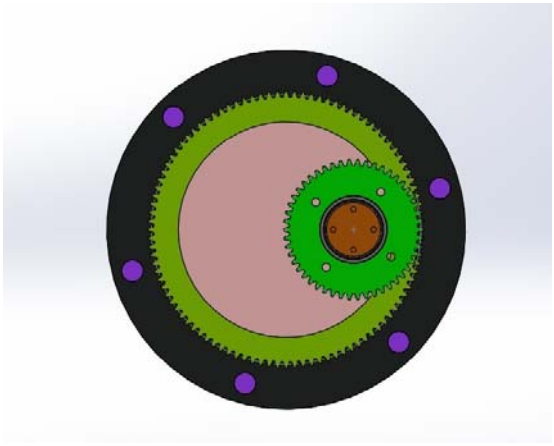
Tahrik elemanları, Şekil 2'de gösterilen içi boş silindirik bir eleman (B) ile ucunda dairesel bir tabla bulunduran milin (A) iç içe geçmesi ile oluşmuştur. İki parça arasına rulmanlar yerleştirilmiştir. A tablasına verilen tahrik ile sistem sabit bir hızla dönmektedir. B tablası ise bir dört kol mekanizması yardımıyla belirli bir açı ile git-gel hareketi yapmaktadır.




Şekil 2. Tahrik elemanları

### 3.2. Dişli Mekanizması

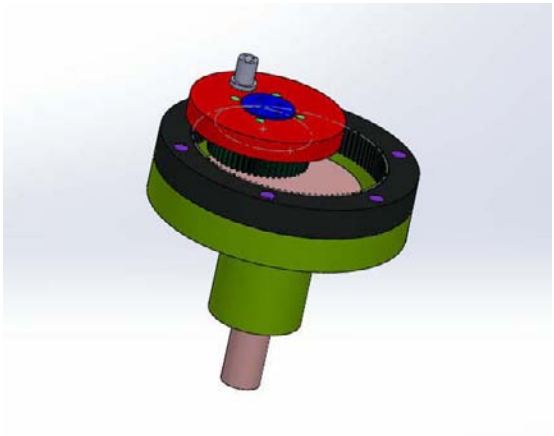
Mekanizma bir iç dişli ve ona bağlı bir dış dişlinin birleşiminden meydana gelmektedir. İç dişlinin diş sayısı, dış dişlinin diş sayısının iki katıdır. Böylece dış dişliye monte edilmiş olan flanşa bağlı İskoç milinin belirli bir referans noktasına göre gidip gelme mesafelerinin aynı olması sağlanmıştır. Tahrik birleşimi ile hareket eden bu mekanizmada; iç dişli, B tablasına (Şekil 2) bağlıdır. Böylece iç dişlinin belirli bir açı içerisinde dönmesi sağlanmıştır. Dış dişli ise merkezinden geçen bir mil ile A tablasındaki deliğe bağlanarak, motordan aldığı tahrik yardımıyla iç dişli ile hareket etmektedir.



Şekil 3. Dişli mekanizması

### 3.3. Flanş

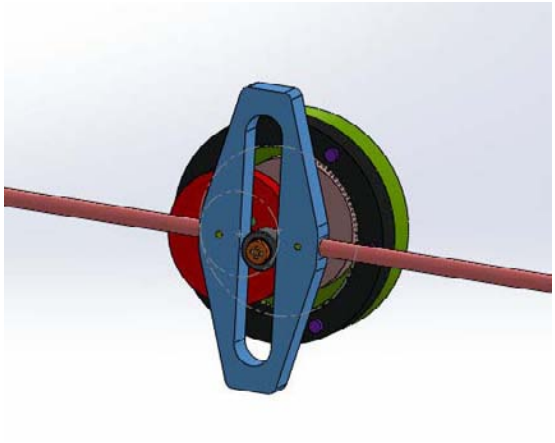
Flanş, dış dişliye monte edilerek üzerindeki mil yardımıyla dairesel hareketin iskoç çubuğuna iletilmesini sağlar. Flanşın buradaki kullanım amacı, mil boşluğu sebebiyle dişlinin hasara uğramasını engellemektir.



Şekil 4. Flanş

### 3.4. İskoç Çubuğu

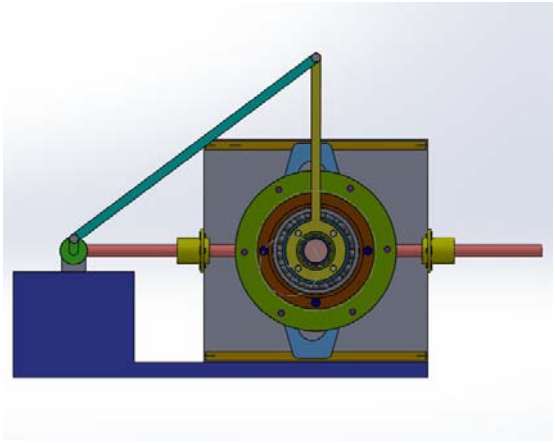
İskoç çubuğu, mekanizmanın sınırlı bir açı ile oluşturduğu dönme hareketini çizgisel harekete dönüştüren parçadır. Flanş üzerindeki mile monte edilen rulmanla iskoç çubuğu bağlantılıdır. Bu bağlantı sayesinde oluşan dönme hareketi, iskoç çubuğunu yatay doğrultuda hareket ettirmektedir. Böylece tasarımda istenilen strok elde edilmektedir.



Şekil 5. İskoç çubuğu

### 3.5. Dört Kol Mekanizması

Motorun oluşturduğu tahrik, dört kol mekanizması sayesinde B tablasına iletilmektedir. Böylelikle mekanizmada maksimum strok elde edilir.



Şekil 6. Dört kol mekanizması

## 4. MEKANİZMANIN İŞLEYİŞİ

Mekanizma birbirinden bağımsız iki tahrik ile çalışmaktadır. A tablasına uygulanan birinci tahrik ile sistem, belirlenen frekansta dönme işlemini gerçekleştirmektedir. Flanş üzerine yerleştirilen rulmanın konumu ile mekanizmanın oluşturacağı minimum strok belirlenir. Bu mekanizmanın minimum stroku ±0,5mm'dir. Buradaki iki tahrikin de birbiri ile uyumunun dikkate alınması gerekir. A tablasına aktarılan tahrikle, iskoç çubuğunda, her bir devirde farklı strok oluşmaktadır. Bu stroklar belirli periyotlarla verilen tahriklere bağlı olarak farklı dağılım göstermektedir. Dağılım değerleri, çıkış mili ucuna bağlanan bir lazer ölçüm cihazı ile gözlemlenir ve tahrik değerlerinin değiştirilmesiyle ayarlanır.

## 5. SONUÇ

Otomotiv sektöründe kullanılan kardan milleri titreşim hareketi yapmaktadır. Bu titreşimler zamanla mil üzerinde deformasyona neden olmaktadır. Bu çalışmada, kardan millerinin yapısal deformasyonlarını önleyen titreşim sönümleyici plastik elemanın ömrünü öngörmemizi sağlayan bir deney düzeneği tasarlanmıştır. Tasarlanan deney düzeneği ile kardan milinin boyuna titreşim hareketi oluşturulmakta ve bu titreşim değerleri ışığında sönümleyici elemanın deformasyonu ve dayanımı takip edilebilmektedir.

## 6. KAYNAKLAR

1. SABUNCU, M., Makine Mühendisleri Sözlüğü, Makine Mühendisleri Odası Yayınları, 2003

2. SÖYLEMEZ, E., Mekanizma Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2007

3.PARMLEY, R. O., Machine Devices And Components, McGraw Hill Companies Inc., 2005

4. BAL, Güngör, Özel Elektrik Makineleri, Ankara, 2004

5. KARABACAK, Metin, İleri Kumanda Teknikleri, İskendurun, 2004

# KİNEMATİK OLARAK ARTIKSIL DÜZLEMSEL LAZER KESME MAKİNALARI ÜZERİNE

M. İ. Can DEDE[1], Erkin GEZGİN[2], Gökhan KİPER[1], Ercan MASTAR[3], Tayfun SIĞIRTMAÇ[3], Emre UZUNOĞLU[1]

İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü 35430, Urla, İZMİR
İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü 35620, İZMİR
Coşkunöz Metal Form Endüstri ve Ticaret A.Ş., Ar-Ge Departmanı 16159, BURSA

candede@iyte.edu.tr, erkin.gezgin@ikc.edu.tr, gokhankiper@iyte.edu.tr, emastar@coskunoz.com.tr, tsigirtmac@coskunoz.com.tr, emreuzunoglu@iyte.edu.tr

## ÖZET

Alışılagelmiş düzlemsel lazer kesme tezgahları XY düzleminde hareket için X ve Y doğrultularında doğrusal kızaklar üstünde eylemi gerçekleştirirken yüksek atalet kuvvetleri etkisi ile hassasiyet kaybı meydana geldiği için yüksek ivmelere çıkamamaktadır. Son yıllarda bazı yurt dışı bazlı firmalar geleneksel düzlemsel lazer kesme tezgahlarına fazladan eyleyici sistem ekleyerek kinematik olarak artıksıl hibrit mekanizmalar oluşturmuş ve kesici kafa için yüksek ivme seviyelerine çıkabilmişlerdir. Bu çalışmada geçmiş çalışmalarda ve piyasada bulunan yüksek ivmeli lazer kesim makinaları incelenmiştir. Lazer kesim makinalarında kullanılabilecek farklı mekanizmalar, bunların birleşimleriyle hibrit makina oluşturulması ve hassasiyet arttırıcı önlemler bildiri kapsamında irdelenmiştir. Makinanın işi en kısa sürede bitirmesi için eyleyici hareketlerini eniyileyecek kinematik olarak artıksıl robot denetleyicileri de bu çalışma kapsamında araştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Düzlemsel lazer kesme makinası, Kinematik olarak artıksıl robotlar, Paralel mekanizmalar

## ON KINEMATICALLY REDUNDANT PLANAR LASER CUTTING MACHINES

## ABSTRACT

Conventional planar laser cutting machines with Cartesian XY motion systems cannot achieve high acceleration values while preserving the desired precision values due to high inertial forces. Recently some foreign companies have integrated redundant manipulators to the conventional planar laser cutting machines and hence obtained kinematically redundant hybrid mechanisms in order to achieve high acceleration values for the laser cutting head. This study reviews high acceleration laser cutting machines that appear in previous studies and in the market. Various types of mechanisms that can be used in laser cutting applications, the hybrid machines hence obtained and the measures for increasing precision are investigated. Also the kinematically redundant robot controllers are investigated for optimization of the manipulator motion in order to minimize the process time.

**Keywords:** Planar laser cutting machine, kinematically redundant robots, Paralel mechanisms

## 1. GİRİŞ

Lazer kullanılarak malzemelerin kesilmesine dayanan lazer kesim teknolojisi, günümüzde birçok endüstriyel üretim uygulamasında kullanılmaktadır. Basit olarak, yüksek güçlü lazer çıkışının otomasyon sistemi yardımıyla kesilecek malzemeye yönlendirilmesi prensibine dayanan teknik, ilk kez 1965 yılında delik delme işlemi için *Western Electric Engineering Research Center* tarafından üretilen ve kullanılan bir makina ile üretim hattında denenmiş [1] ve günümüze kadar birçok gelişim evresinden geçmiştir. Son dönemlerdeki yayınlar ve patentler

incelendiğinde, tasarlanan sistemlerde hız, hassasiyet ve kesim kalitesinin arttırılması en önemli hedefler olarak görülmektedir.

Lazer kesim makinalarında azami kesme hızını lazer gücü, iş parçası malzemesi ve kalınlığı belirlemektedir [2]. Çoklu kontur içeren kesim işlemlerinde kesim hızına ulaşma ve kesmeyi sonlandırma sırasındaki ivmelenmeler ve ivme limitleri toplam işlem zamanını belirlemektedir. Alışılagelmiş düzlemsel lazer kesme makinaları XY düzleminde hareket için X (uzun eksen) ve Y (kısa eksen) doğrultularında doğrusal kızaklar üzerinde eylemi gerçekleştirirken yüksek atalet kuvvetleri etkisi ile hassasiyet kaybı meydana geldiği için yüksek ivmelere çıkamamaktadır. Geleneksel kesme makinaları hassasiyet değerlerini kabul edilebilir toleranslarda tutarak en fazla 1,5-2 g'lik ivmelere çıkabilmektedir.

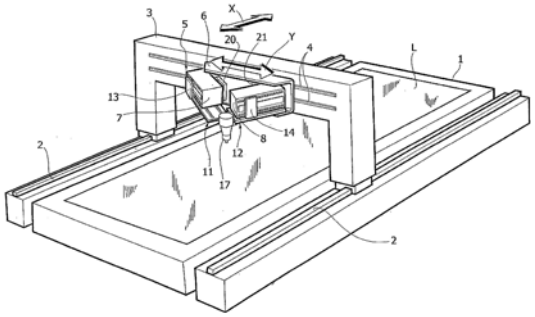
Son yıllarda bazı yurt dışı bazlı firmalar geleneksel düzlemsel lazer kesme makinalarına fazladan eyleyici sistem ekleyerek kinematik olarak artıksıl hibrit mekanizmalar oluşturmuş ve kesici kafada 5-6g'lik ivme seviyelerine çıkabilmişlerdir. Bu çalışmada bahsi geçen kinematik olarak artıksıl mekanizmalar incelenmektedir.

2. Kısımda dünyada kullanılan mevcut sistemler özetlenmektedir. Hibrit mekanizmanın seri kısmının tasarım alternatifleri 3. Kısımda, paralel kısmının tasarım alternatifleri ise 4. Kısımda irdelenmektedir. 5. Kısım kinematik olarak artıksıl sistem denetimi üzerinedir.

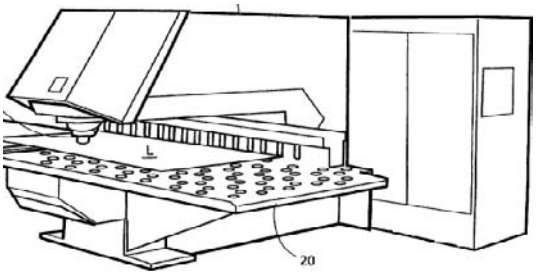
## 2. KİNEMATİK OLARAK ARTIKSIL LAZER KESME MAKİNALARI

Alman Trumpf [3] ve Japon Amada [4, 5] firmaları kartezyen hareket sistemindeki X ya da Y ana eksenlerine ek olarak x ya da y yerel eksenini dâhil ederek (XY+x ya da XY+y hareketi) kinematik olarak artıksıl sistem kullanılmasını önermişlerdir ancak bu patentler uygulamaya geçmemiştir.

Dünyada kullanımda olan kinematik olarak artıksıl lazer kesme makinaları İtalyan Prima Syncrono [6] ve Salvagnini L5 [7] makinalarıdır. Prima Syncrono makinasında kartezyen sisteme bir ikinci kartezyen manipülatör eklenerek (XY+xy hareketi) kesim işleminde hassasiyet artışı sağlanmış ve 6 g üzerinde ivme kesici kafa için elde edilmiştir [8-12]. Şekil 1'de 13 ve 14 numaraları ile gösterilen aktif dengeleme kütleleri makinanın bu ivme seviyesine çıkabilmesinde önemli bir rol oynamaktadır [9]. Syncrono'nun piyasada mevcut makinasının yapılandırması ise Şekil 2'de verilmiştir.

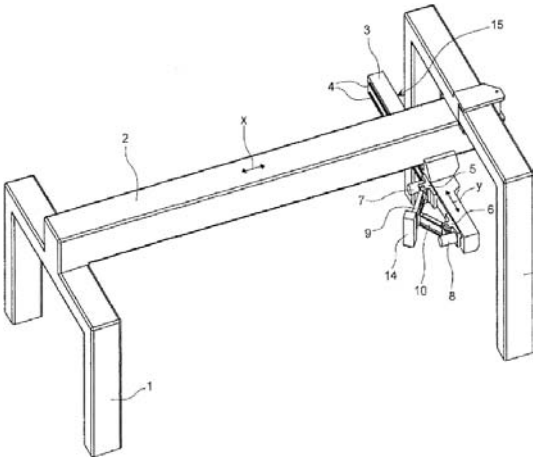


Şekil 1. Prima patenti [11]



Şekil 2. Prima Syncrono Makinası [12]

Salvagnini L5 makinasında ise kartezyen sistemde çalışan X eksenindeki harekete iki serbestlik dereceli PRRRP (P: kayar mafsal; R: döner mafsal) mekanizması eklenerek kinematik artıksıllık sağlanmış (X+yθ hareketi), 5g seviyesinde ivme değerlerine ulaşılmıştır [13, 14] (Şekil 3).



Şekil 3. Salvagnini L5 Makinası [13]

Tüm bu tasarımlardaki hibrit manipülatörler kinematik olarak artıksıl yapıya sahip olup bünyelerinde barındırdıkları ek serbestlik dereceleri ile lazer kaynağının belirlenen konuma daha esnek biçimde yönlendirilmesini sağlamaktadırlar. Dolayısı ile bu makinalar daha verimli ve yüksek ivmeli, en kısa sürede kesim için eniyileştirilmiş bir yörüngeye izin vermektedirler.

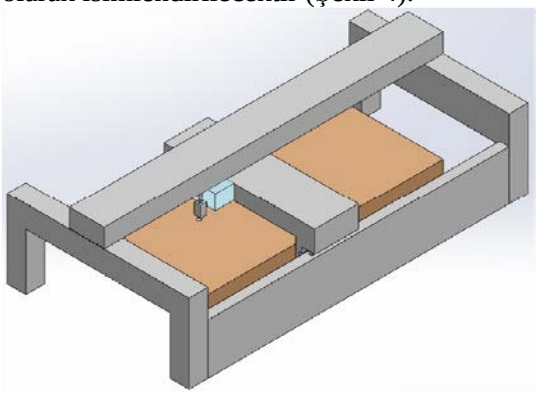
## 3. ANA EKSENLER İÇİN ALTERNATİF YAPILANDIRMALAR

Uygulamada yaygın olarak mevcut dört tip ana eksen yapılandırması üzerinde durulacaktır. Bunlardan ilki X eksenindeki hareketi iki yandan kızaklı bir şekilde bir köprü ile sağlanan ayaklı köprü (İng. gantry) tipi yapılandırmadır (Şekil 1). Bu yapılandırmada köprü üzerindeki araba Y ekseni boyunca yerel mekanizmayı ve ucundaki kesici kafayı hareket ettirmektedir.

İkinci yapılandırma, köprünün ankastre olarak bir taraftan yataklandığı yapılandırmadır (Şekil 2). Bu yapılandırmada X ekseninde hareket edebilen ankastre şeklindeki köprünün alt tarafına yerleştirilen yerel hareket mekanizması Y ekseninde hareket edebilmektedir.

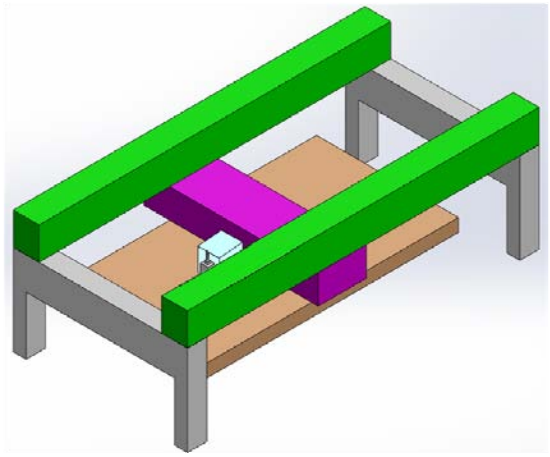
Üçüncü yapılandırma köprünün üst ortada tek kızak üzerinde X ekseninde hareketli olduğu asma köprü (İng. airplane) yapılandırmasıdır (Şekil 3).

Dördüncü yapılandırma ayaklı köprü tipine benzer olup farkı yan yataklardan birinin üst tarafa taşınmış olmasıdır ve L köprü tipi olarak isimlendirilecektir (Şekil 4).



Şekil 4. L köprü yapılandırması

Son yapılandırmada ise her iki yatak da üstte olup ters köprü olarak isimlendirilecektir (Şekil 5).



Şekil 5. Ters köprü yapılandırması

Bu beş tip yapılandırmanın avantaj ve dezavantajları Tablo 1'de verilmiştir. Tabloda A avantaj, D dezavantaj ve N nötr demekdir.

Tablo 1. Ana eksen yapılandırma alternatiflerinin avantaj ve dezavantajları

| | Ayaklı köprü | Ankastre köprü | Asma köprü | Ters köprü | L köprü |
|---|---|---|---|---|---|
| Rijitlik | A | D | D | A | N |
| Hareket performansı | D | A | A | N | D |
| Ergonomi | D | A | A | N | A |
| Yerel eksen mekanizmasının | N | A | A | D | D |
| Makina genişliği (nakliye) | D | D | A | A | D |
| Makina yüksekliği | A | D | D | D | D |
| Makina uzunluğu | A | A | D | D | D |
| Makina ağırlığı | A | A | D | D | D |
| Kaporta ve kapı grupları için taşıyıcı olması | D | D | A | A | A |
| İmal edilebilirlik | A | A | N | N | D |
| Yerinde kurulum | A | A | D | D | D |
| Montaj | A | A | D | D | D |

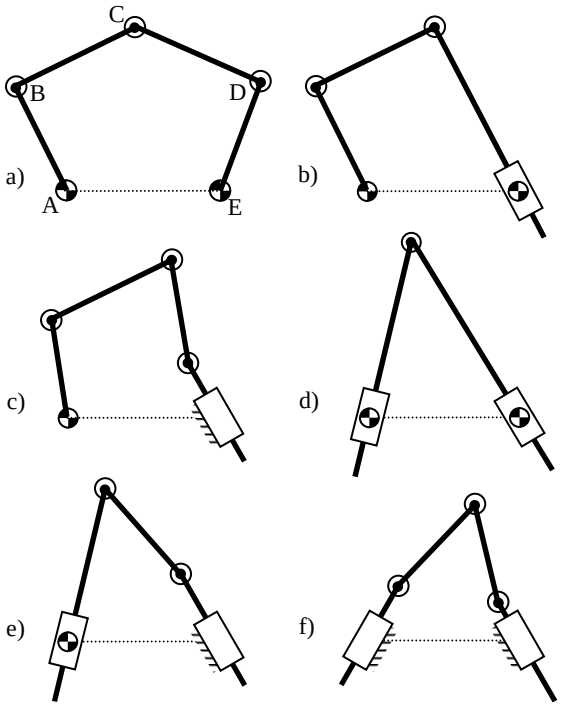
## 4. YEREL EKSEN MEKANİZMASI

Hem Prima Syncrono, hem de Salvagnini L5 makinasında iki serbestlik dereceli birer mekanizma kullanılmaktadır. Ancak Salvagnini'nin L5 makinasında yerel mekanizma aynı zamanda Y ekseni hareketi için de kullanıldığı için toplam artıksıl serbestlik derecesi sadece 1 olarak tesbit edilmiştir. Düzlemsel kesim uygulamasında düzlemdeki her iki eksende kinematik olarak artıksıllık gerekeceğinden yalnızca 2 serbestlik dereceli paralel mekanizmalara odaklanacağız.

### 4.1. Mekanizma Tipleri

Yalnızca döner (R) ve kayar (P) mafsallardan oluşan, 2 serbestlik dereceli, tek devreli düzlemsel bir mekanizma 5 uzuv ve 5 mafsaldan oluşmak zorundadır. Bir devrede ikiden fazla kayar mafsal kullanılamaz. Bu şekilde 16 farklı mekanizma elde edilebilirse de (0 P, 1 P ve 2P'li kombinasyonlar) aşağıda sıralanan koşullar altında 6 farklı 5 kol mekanizması elde etmek mümkündür.

1. Eyleticiler ana gövdeden destekli olmalıdır
2. Var ise, kayar mafsallar aktif (eyletici) olmalıdır
3. Ayna görünümündeki mekanizmalar bir sayılır (ör. RRRPR = RPRRR)
4. Hiçbir eyletici mafsal diğerinin yükünü taşımamalıdır (ör. RPRRR uygun değildir)




Şekil 6. İki serbestlik dereceli düzlemsel mekanizmalar

Bu şartları sağlayan 5 kol mekanizmaları RRRRR, RRRPR, RRRRP, RPRPR, RPRRP ve PRRRP mekanizmalarıdır [15] (Şekil 6). Çalışma alanı simetrisi, dengeleme ve denetim basitliği nedenleri ile uygulamalarda genellikle simetrik yapılar tercih edilmektedir [16], bu nedenle RRRRR (5R), RPRPR ve PRRRP mekanizmaları uygun alternatiflerdir.

Düzlemsel 5R mekanizması 1980'lerden beri [17] 2R seri (SCARA) manipülatörüne alternatif olarak kullanılagelmiş en çok üzerinde çalışılan ve uygulaması bulunan düzemsel paralel manipülatörlerden biridir [18]. Alıcı ve Shirinzadeh'ye göre 5R mekanizması uygulamada önem arz eden yegâne çok kranklı mekanizmadır [19]. 5R robotunun farklı uygulamalardaki kullanımına bazı örnekler şunlardır: montaj robotu [20], nakliye robotu [21], konumlandırma cihazı [22], haptik cihaz [23], tıbbî cihaz [24]. IBM'de geliştirilen mini pozisyonlama cihazı 50 g üzerinde ivmelere çıkabilmektedir [22].

5R mekanizma çalışma alanını, yani Şekil 6a'daki C noktasının konumlandırılabileceği yerler kümesini, A merkezli |AB| + |BC| yarıçaplı daire ile E merkezli |CD| + |DE| yarıçaplı dairenin kesişimindeki alan verir [25]. Kesişim alanı her zaman AB doğrusuna göre simetriktir. Genellikle mekanizma kolları simetrik seçildiği için (|AB| = DE, |BC| = |CD|) çalışma alanı AB nin orta dikmesine göre de simetrik olur. Pek çok uygulamada 5R mekanizması sürücü mafsal eksenleri (A ve B) çakışık şekilde kullanılır [26, 27]. Bu tip 5R mekanizmalarında çalışma alanı bir dairedir. Bu yapılandırmanın avantajı tüm mekanizmanın sabit eksen etrafında tekil konumlardan bağımsız bir şekilde 360° dönüşünün mümkün olması ve uç elemanın erişim kabiliyetinin yüksek olmasıdır [27].

Salvagnini L5 makinasında kayar mafsal eksenleri çakışık PRRRP mekanizması kullanılmaktadır [13, 14]. Hanak, Zirn ve Ruoff [28] aynı tipteki PRRRP mekanizmasının bir düzlemsel ölçüm cihazı olarak kullanılması ve bu cihazın dinamik hassasiyetin gözlemlenmesi üzerine çalışmışlardır. Li, Liu ve Sun [29] yüksek hız ve yüksek hassasiyetli kayar mafsal eksenleri birbirine dik olan bir PRRRP mekanizmasının mikro-elektronik üretim hatlarında paketleme ve montaj cihazı olarak kullanımı üzerine

çalışmışlardır. Kayar mafsal eksenleri paralel olan PRRRP mekanizması da bir frezeleme makinası tasarımında kullanılmıştır [30].

Sun, Cheung ve Lou aynı etkin kare çalışma alanı için en iyileştirilmiş 5R ve PRRRP mekanizmalarını işlevselliği, kompaktlık ve düz ve ters kinematik Jacobian matrislerinin tekil değerlerine göre karşılaştırmışlardır [16]. Karşılaştırma sonuçlarına göre daha küçük boyutlarda bir 5R mekanizması daha büyük boyutlarda bir PRRRP mekanizması ile aynı çalışma alanında çalışabilmektedir. 5R mekanizması PRRRP mekanizmasına göre daha hafif olma, daha iyi hassasiyet, direngenlik ve kuvvet iletimi özelliklerine sahiptir. Bu avantajlar sayesinde 5R mekanizması motor güç gereksinimini azaltmakta ve yüksek ivme uygulamalarına uygun olmaktadır. Öte yandan PRRRP mekanizması yüksek hız potansiyeline ve yüksek hız iletim (uç elemanın etkin hızının eyletici hızına oranı) yeteneğine sahiptir ve "al-ve-yerleştir" (pick-and-place) uygulamalarında uygun bir alternatif olmaktadır.

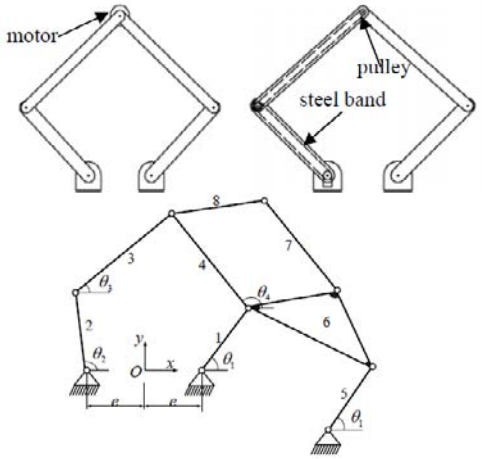
Japon Nec ve Fanuc firmaları RPRPR mekanizmasının yüksek hız ve hassasiyetli lazer kesim makinalarında kullanımı üzerine patent almışlardır [31, 32].

### 4.2. Platform Yönelimini Sabit Tutma

4.1 Kısmında bahsedilen mekanizmalarda ortadaki döner mafsal çalışma alanı içerisinde istenilen noktada konumlandırılabilmekle birlikte lazer kesici kafanın bu mafsala sabitlenmesi zor bir konstrüksiyon gerektirmekte ve ayrıca kafanın yöneliminin denetim altında tutulması mümkün olmamaktadır. Kafanın üzerine sabitleneceği platformun yönelimini sabit tutmak için Ding ve diğ. [33] üç çözümden bahsetmektedirler:

1. Orta mafsala motor bağlamak (Şekil 7a)
2. Kayış ve makaralar kullanmak (Şekil 7b)
3. Mekanizmanın bir tarafına iki paralelkenar devresi eklemek (Şekil 7c)

Orta mafsala motor bağlandığında yük artacağı için direngenlik açısından uzuvların daha kalın tasarlanması gerekmektedir. Kayış kullanılması durumunda kayışın esnekliği yüzünden robotun dinamik başarımı düşecektir. Ayrıca makara ve kayışlar mafsal tasarımını karmaşıklaştıracaktır. Paralelkenar devresi kullanılması durumunda ise pek çok ek uzuv kullanılması gerekecek ve mekanizma boyutu büyüyecektir.




Şekil 7. Platform yönelimini sabit tutma çözümleri [33]

5R mekanizmasında uç eleman yönelimini sabit tutmak için makara ve kayışların kullanılması [20] ve [21] patentlerinde de geçmektedir. Mitsubishi firması [34] endüstriyel al-ve-yerleştir (pick-and-place) robotlarında makara ve zamanlama kayışı kullanmaktadır. PRRRP mekanizmasında platform yöneliminin sabit tutulması için de paralelkenar devreler kullanılmıştır [29, 30].

### 4.3. Mekanizmanın Dengelenmesi

Özellikle dinamizmi yüksek makinalarda dengeleme olmadığında yatak kuvvetlerinden dolayı oluşan titreşimler pek çok etkinin yanında hassasiyeti olumsuz yönde etkilemektedir. Mekanizmaların çalışma sırasında ana gövde mafsallarına etki eden tepki kuvvetleri nedeniyle meydana gelen titreşimlerin sıfıra ya da minimuma indirgenmesi amaçlanır. Ana gövdedeki tepki kuvvetlerinin sıfırlanmasına kuvvet dengelemesi, moment sıfırlanmasına moment dengelenmesi denir. Bir mekanizmanın dinamik dengede olabilmesi için sistem kütle merkezinin hareket boyunca sabit kalması gerekir. Bu çoğu mekanizmada mümkün olmamaktadır ve bu durumda kütle merkezinin az ve düzgün hareket etmesi sağlanır.

Mekanizmaların kuvvet ve moment dengesi için en çok bilinen yöntem kütle eklenmesi

çıkarılması ile atalet dağılımının değiştirilmesidir (karşıt kütle / countermass yöntemi) [35]. Karşıt kütleler mekanizma uzuvlarına monte olabileceği gibi dişli bağlantıları ile sabit uzva montajı da mümkündür. Diğer yöntemler yaylarla dengeleme [19], paralelkenar devreleri ekleyerek dengeleme [36], mekanizma ayna görüntüsü ile dengeleme ve aktif karşıt kütleler ile dengelemedir [9, 37]. Van der Wijk ve Herder [38] bu yöntemlerden kütle eklemeli olanları karşılaştırmışlardır. Hollandalı Be Semiconductor Inc firmasının Delft Üniversitesi ile birlikte geliştirdiği bir elektronik kart üretim makinasına ait bir manipülatör tasarım patentinde simetrik kollu ve çakışık sabit mafsallı bir 5R mekanizmasının dengelenmesi anlatılmaktadır [39]. Bu patente göre simetrik çakışık sabit mafsal eksenli 5R mekanizmasının pasif, aktif ya da yarı pasif – yarı aktif dinamik dengelenmesi mümkün olmaktadır.

Youcef-Toumi ve Asada [40] dinamik dengeli doğrudan-tahrikli (direct-drive) paralel eyleticilerin tasarlanmasında öncülük etmişlerdir. Bu araştırmacıların tasarladığı dikey düzlemde çalışan 5R mekanizmasında uç eleman 10 m/s hız ve 5 g ivmeye çıkabilmektedir. Aynı araştırmacılar ayrıca dinamik dengelenmiş eyleticilerin lazer kesme uygulamalarında yörünge planlaması üzerine çalışmışlardır [41]. Youcef Toumi sabit ve ayrıştırılmış atalet tensörü (invariant and decoupled inertia tensor) elde ederek dengeleme yapmayı başarmıştır [42]. Ouyang, Li ve Zhang [43] ve Alıcı ve Shirinzadeh [44] bir 5R mekanizması örneği üzerinden paralel mekanizmaların yörünge planlaması ile bütünleşik bir şekilde çalışma alanı içinde eniyilenerek yaklaşık dengelenmesi üzerine çalışmışlardır.

### 4.4. Mekanizma Hassasiyeti

Bir manipülatörde uç elemanın konumlama hassasiyetini belirleyen faktörler şunlardır: 1) denetim hataları, 2) eyletici kalibrasyonu, 3) dış kuvvetler etkisi ile eyleticilerin referans girdiyi takip edememesi, 4) uzuv esneklikleri, 5) mafsal boşlukları, 6) titreşim. Bu faktörlerden ilk üçü denetleyici ve eyleticinin tasarımı ve seçimi ile ilgilidir. Uzuv esnekliklerinin etkisini azaltmak için hem mekanizmanın kinematik yapısını ve boyutlarını, hem de uzuvların malzemesini ve kesit geometrisini iyi tasarlamak gerekir. Yine mekanizmanın kinematik yapısı ve boyutlandırılmasının uygun tasarımı ile uç elemanın konumlama hassasiyetinin mafsal boşluklarından minimum etkilenmesi sağlanabilir. Titreşimlerin önüne geçmek için ise mekanizmanın statik ve dinamik dengelenmesi gerekir.

Briot ve Bonev [45] 5R ve PRRRP manipülatörlerini seri karşılıkları olan 2R ve 2P seri manipülatörleri ile karşılaştırmışlardır. Çalışma, aynı kare çalışma alanı için uç eleman konumlandırmasının eyletici girdi hatalarına hassasiyetlerinin karşılaştırılması üzerinedir. Basit hata analizleri sonucunda bu araştırmacılar paralel mekanizmaların seri mekanizmalara göre daha hassas konumlama yapabileceğini göstermişlerdir.

## 5. HAREKET DENETLEYİCİLERİ

Birden çok çalışma ekseninin kullanılabildiği lazer kesme makinalarında hareketler denetleyici sistemler ile sağlanmaktadır. Bunun için lazer kesme makinalarında hareket denetleyicileri, belirtilen parça işleme toleransları içinde talep edilen hareketi gerçekleştirmeyi garantilemelidir.

Kinematik olarak artıksıl sistemlerin sahip olduğu fazladan serbestlik dereceleri, kullanılan denetleyiciler ile, genellikle manipülatörlere daha iyi esneklik, çabukluk ve hareket kabiliyeti kazandırma amacı ile kullanılmaktadır. Kinematik olarak artıksıl lazer kesim makinaları için tasarlanan denetleyicilerde ise fazladan kullanılan eksenlerin de dâhil edildiği hareket düzenleyici algoritmalar ile kesme işlemlerinin daha kısa sürelerde gerçekleştirilmesi amaçlanmaktadır.

### 5.1.Kinematik Olarak Artıksıl Bir Mekanik Sistemin Denetim Teknikleri

Kinematik olarak artıksıl manipülatörlerin (KOAM) iç hareketleri (İng. self-motion) değişik alanlarda en iyileştirmeler için kullanabileceğinden birçok araştırmacı tarafından kullanılmıştır. Söz konusu hareket görev uzayında gerçekleşmediği için bu harekete iç hareket denmektedir [46]. KOAM'de fazladan serbestlik dereceleri ek

görevlerin yerine getirilmesi için kullanılmaktadır. Ana görevi yerine getirirken ek görevlerin gerçekleştirmek için farklı çalışmalar yürütülmüştür. Bazı çalışmalarda hız seviyesinde artıksıllık çözünümü (İng. redundancy resolution) yapılırken [47] bazılarında ise ivme seviyesinde artıksıllık çözünümü yapılmıştır [48]. Bu tür denetim teknikleri kinematik denetim olarak adlandırılabilir.

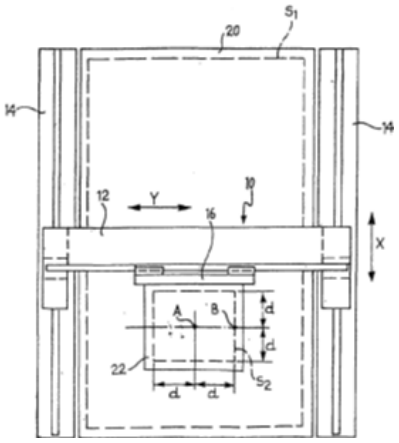
KOAM denetim sistemleri için geliştirilen çoğu yöntemde artıksıllık çözünümü bir amaç fonksiyonunun tanımlanması ile ek görevlerin gerçekleştirilmesini içerir. Fazladan serbestlik dereceleri bu sayede engelden kaçınma için [49, 50] tarafından kullanılmıştır. Bir diğer engelden kaçınma çalışmasında ise [51] yarı-ters yerine Jakobi matrisinin transpozu (transpose) kullanılmıştır. KOAM denetim sistemlerinde daha önce kullanılan ek görevler şu şekilde sıralanabilir:

1. Mekanik eklem limitlerinden kaçınma [52]
2. Eklem hızlarının ve ivmelerinin en aza indirilmesi [53]
3. Çarpma kuvvetinin en aza indirilmesi [54] veya en yukarı çekilmesi [55]
4. Tekil konumlardan kaçınma [56]

Yukarıda bahsi geçen iç hareket kullanılarak eniyileştirmeler genellikle gerçek-zamanlı denetim sistemlerinde kullanılmaktadırlar. Lazer kesim makinalarında ise bilgisayar-destekli-üretim programından gerekli kod yaratıldığında kesim kafası için izleyeceği yol bellidir. Bu safhadan sonra işlemin en hızlı şekilde bitirilmesi için artıksıl mekanizmanın eksenlerine yörünge bilgisi oluşturulması gereklidir. Eksenler için yörünge bilgisi yine çevrim-dışı olarak belli sınırlamalar içinde oluşturulmalıdır. Bu sınırlamalar, eksenlerin çalışma alanları, en yüksek hızları, ivmeleri ve ivmelenmeleridir.

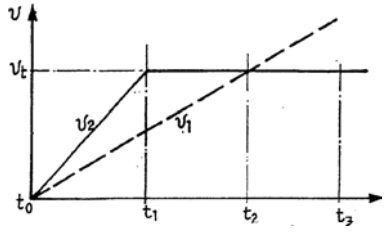
### 5.2.Kinematik Olarak Artıksıl Lazer Kesim Makinalarında Kullanılan Denetleyiciler

Lazer kesim makinalarının performansını etkileyen en önemli parametreler hız ve hassasiyettir. Hız ve hassasiyet ise birbirine bağımlı iki parametre olarak karşımıza çıkmaktadır. Lazer kesim makinasının hızını arttırmak için tasarlanan sistem Şekil 8'de verilmiştir [8].




Şekil 8. Kinematik olarak artıksıl lazer kesim makinası [8]

Makinada kinematik olarak artıksıllığı sağlayan ikincil ve hafif olan sistem, 22, ve ana hareket sistemi, 10, aynı anda çalışmaya başlamakta ve beraber çalışmayı sürdürmektedir. Hafif olan hareket sistemi mümkün olan en yüksek ivme ile işe başlamaktadır. Bunun sebebi ise en yüksek kesme hızına, $v_t$, en kısa zamanda ulaşma isteğidir. Bu durum Şekil 9'da $v_2$ ile gösterilmiştir. En yüksek kesme hızına erişildikten sonra bu hız korunmaktadır.




Şekil 9.Ana ($v_1$) ve yerel ($v_2$) eksendeki hız profilleri [8]

Bu arada daha yüksek ataletli ana eksenin, 10, aynı kesme hızına $t_2$ zamanında erişmesi ve hatta en yüksek kesme hızını geçmesi istenmiştir. Böylece ana eksenler geç kaldığından dolayı kaybettiği konumu geri kazanıp kesme ucunu Şekil 8'de gösterilen daraltılmış çalışma alanı $s_2$'nin orta noktasına getirebilecektir. Bunun sayesinde kesme kafası $s_2$ çalışma alanı dışına çıkması engellenmiş olacaktır.

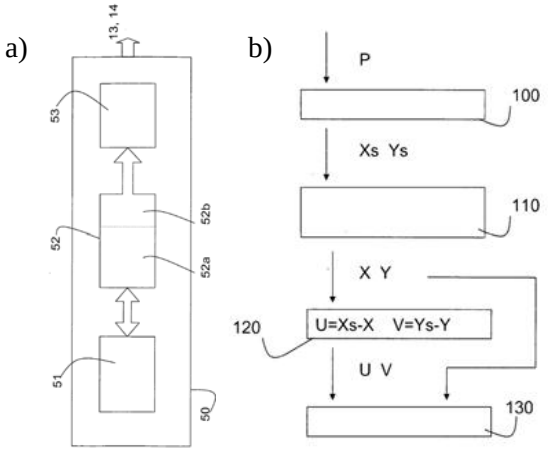
Yukarıda bahsi geçen sistematik, denklemler ile ilişkilendirilip ana ve yerel eksenlerin hızına ve ivmesine göre kesme kafası $s_2$ çalışma alanın içinde kalacak şekilde düzenlenmelidir. Bu denklemler kullanılarak eksenleri sürülmesi nümerik olarak oluşturulmuş veriler sayesinde

gerçekleştirilmektedir. Dolayısı ile bu sistematikte kinematik olarak artıksıl robotun iç hareketlerinin kullanılmasıyla bir kinematik olarak artıksıl robot denetimi yapıldığı söylenemez. Ayrıca, bu sistematikte eksenlerin sonsuz ivmelenme kabiliyetine sahip olduğu yani süreksiz ivme ile eksenlerin sürülebildiği varsayılmıştır. Uygulamada ise bu mümkün değildir ve konum hataları izlenen yol boyunca oluşacaktır.

Şekil 10'da bir diğer çalışmada [10] kullanılan denetleyici sistemi özetlenmektedir. Bu sistemde nümerik denetim ünitesi 50 ile ve servo denetim birimi ise 53 ile gösterilmiştir. Bilgisayar-destekli-üretim programı ya da benzeri bir sistemden elde edilen çıktının işlenmesi ile oluşturulan kesim yörüngesi değişkenleri Xs ve Ys ile belirtilmişken, ana eksen değişkenleri X ve Y ile ve yerel eksen değişkenleri U ve V ile belirtilmiştir. Ana ve yerel eksenler için yörüngelerin belirlenmesi Şekil 10b'de gösterildiği şekilde olmaktadır:

1. Ana eksenlerin yörüngesini yaratmak için kesim yörüngesi düşük frekanstaki hareketleri geçiren filtreleme yapılmaktadır.
2. Yerel eksenlerin yörüngesi ise kesim yörüngesi ile ana eksen yörüngesinin farkı alınarak oluşturulmaktadır.

Bahsi geçen filtreleme kesici kafa yörüngesinde bulunan sert dönüşlerin yerel eksenlere yaptırılması şeklinde de yapılmaktadır. Dolayısı ile iki ayrı nümerik denetim sistemi olan iki ayrı mekanizma olarak çalışılmaktadır. Bu tarz bir sistematik [13] ve [14] çalışmalarında da kullanılmıştır.




Şekil 10. a) Denetim systemi (b) Ana ve yerel eksen yörünge belirleme sistematiği [10]

## 6. SONUÇLAR

Bu çalışmada mevcut kinematik olarak artıksıl düzlemsel lazer kesme makinaları ve bu makinalarda kullanılan denetleyiciler incelenmiş, ayrıca bu tip makinalara uygun ana X eksen eyleyicisi olarak köprü alternatifler ile yerel eksen eyleyicisi olarak iki serbestlik dereceli düzlemsel paralel mekanizma alternatifleri irdelenmiştir.

Ele alınan beş köprü tipinin avantaj ve dezavantajları listelenerek bir ön karşılaştırma tablosu oluşturulmuştur. Ancak köprü tipini seçmede bu tablo tek başına yeterli olmayıp yerel eksen eyleyicisi seçildikten sonra köprü tipinin seçimi uygundur.

Yerel mekanizmaları ile ilgili olarak hemen hemen tüm çalışmalarda kol boyları simetrik mekanizmaların kullanıldığı görülmüştür. 5R mekanizmasında sabit uzva bağlı mafsal eksenlerinin çakışık olması durumunda dengeleme ve denetlemede büyük avantajlar getirdiği görülmektedir. Bazı çakışık sabit mafsal eksenli tasarımlarda simetrik kollar yerine paralelkenar yapılandırmasının tercih edildiği de görülmektedir.

Kinematik olarak artıksıl manipülator denetimleri gerçek zamanlı robot denetleyicileri olarak kullanılmaktadırlar. Lazer kesim makinasının denetiminde ise eksenlerin yörünge bilgileri çevrim-dışı oluşturulmaktadır. Yapılan araştırmalarda iki çeşit yöntem ön plana çıkmıştır. Bunlardan birisi kesim kafasının her hareket aralığı başı ve sonunda yerel mekanizmanın çalışma alanının ortasında tutacak algoritmadır. Diğeri ise çeşitli filtreleme yöntemleri ile eksenlerin ivme kabiliyetlerine göre toplam kesim kafası hareketinin eksenlere dağıtılmasına yöneliktir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü yürütücülüğünde Coşkunöz Metal Form Endüstri ve Ticaret A.Ş. ile birlikte yürütülen T. C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı ve Coşkunöz Metal Form Endüstri ve Ticaret A.Ş. tarafından desteklenmekte olan "Kinematik Olarak Artıksıl Düzlemsel Lazer Kesme Makinası Tasarımı" başlıklı ve "01668.STZ.2012-2" kod numaralı SanTez projesi kapsamında yapılmıştır.

## KAYNAKLAR


1. Bromberg, J. L., The Laser in America, 1950-1970, MIT Press, New Baskerville, 1991.
2. Schulz, W., Niessen, M., Eppelt, U. ve Kowalick K., "Simulation of laser cutting" The Theory of Laser Materials Processing: Heat and Mass Transfer in Modern Technology, 2, s. 21-69, 2009.
3. Leibinger, P., Rauser T. ve Zeygerman L., Laser Cutting Machine With Multiple Drives, Patent US20040178181, 2004.
4. Masakata, M., Punching and Laser Composite Machine, Patent JP2006088214, 2006.
5. Morikatsu, M., Laser-Punch Composite Processing Machine, Patent JP2007038286, 2007.
6. Syncrono, World Wide Web site, www.primapower.com/en/products/thelaser/syncrono-en *Prima Industrie S.p.A*.
7. L5: the fiber laser built for fiber, with a patented compass structure, World Wide Web site, www.salvagnini.com/salvagnini.php?s=876&new=1 *Salvagnini Italia S.p.A.*
8. Sartorio, F., ve Montovecchoi, C., Machine tool and manipulator devise adapted to be mounted on such machine, Patent US20040025761, 2004.
9. Sartorio, F., ve Balbi, M., Counterbalance Moving Device for a Machine Tool, Patent EP1724054A1, 2006.
10. Cardinale, M., Carpanzano, E., Carracoi, M., De Chirico, M., Lacasella, A., Masotti, S., ve Mininno, E., Method for managing systems provided with redundant actuators, Patent US 20070040527, 2007.
11. Gattiglio, M., ve Sartorio, F., Laser Machine Tool, Patent US20080197118, 2008.
12. Gattiglio, M., ve De Chirico, M., Laser Punching Machine, Patent US8076610, 2011.
13. Battheu, C., Manipulator of Low Inertia for Laser Cutting Machines for Flat Sheet Metals, Patent US20110017714, 2011.
14. Battheu, C., Combined Machine for Punching and Laser Cutting of Flat Sheet Metal, Patent US20120097652, 2012.
15. Cervantes-Sánchez, J. J. ve Rendón-Sánchez, J. G., "A simplified approach for obtaining the workspace of a class of 2-dof planar parallel manipulators", Mech. Mach. Theory, 34, s. 1057-1073, 1999.
16. Sun, S., Cheung, J. W. F., ve Lou, Y., "A study on five-bar manipulators for semiconductor packaging applications", 2007 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation Bildiri Kitabı, s. 1811-1816, 2007.
17. Asada, H., ve Youcef-Toumi, K., "Analysis and design of a direct-drive arm with a five-bar-link parallel drive mechanism", J. Dyn. Syst. Meas. Contr., 106, s. 255-230, 1984.
18. Giberti, H., Cinquemani, S., ve Ambrosetti, S., "A geometrical index to evaluate the kinematical properties of a 2 dof parallel kinematic manipulator, 4. International Multi Conference on Engineering and Technological Innovation Bildiri Kitabı, Orlando, s. 1-6, 2011.
19. Alıcı, G., ve Shirinzadeh, B., "Constrained structural optimisation of a revolute-jointed planar parallel manipulator", IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Bildiri Kitabı, Kobe, s. 1244-1249, 2003.
20. Munakata, T., Industrial Robot, Patent US4730975, 1988.
21. Shuichi, T., ve Shige, M., Parallel Link Robot Arm, Patent US4946337, 1990.
22. Karidis, J. P., McVicker, G., Pawletko, J. P., Zai, L. C., Goldowsky, M., Brown, R. E., ve Comulada. R. R., "The Hummingbird minipositioner - providing three-axis motion at 50 g's with low reactions", IEEE International Conference on Robotics and Automation Bildiri Kitabı, Nice, s. 685-692, 1992.
23. Hayward, V., Choksi, J., Lanvin, G., ve Ramstein, C., "Design and multi-objective optimization of a linkage for a haptic interface", Advances in Robot Kinematics and Computational Geometry, Kluwer Academic Publishers, s. 359-368, 1994.
24. Yoshino, I., Yasunaga, T., Hashizume, M., ve Maehara, Y., "A novel endoscope manipulator, Naviot, enables solo-surgery to be performed during video-assisted thoracic surgery", Interact. Cardiovasc. Thorac. Surg., 4, s. 404-405, 2005.
25. Feng, G., Xiao-Qiu, Z., Yong-Sheng, Z., ve Hong-Rui, W., "A physical model of the solution space and the atlas of the reachable workspace for 2-dof paralel planar manipulators", Mech. Mach. Theory, 31(2), s. 173-184, 1996.
26. Shuichi, T. ve Shige, M., Parallel Link Robot Arm, Patent US4946337, 1990.
27. Isaakson, M. "A family of planar parallel manipulators", 2011 IRRR International Conference on Robotics and Automation Bildiri Kitabı, s. 2737-2744, 2011.
28. Hanak, T. R., Zirn, O., ve Ruoff, W., "2 dof dynamic accuracy monitoring for robot and machine tool manipulators", ASPE's 17th Annual Meeting, 2002.
29. Li, J., Liu, Y., ve Sun, L., "A novel 2-DOF planar parallel robot with high accelerate-high precision", 2007 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics Bildiri Kitabı, Sanya, 2189-2193, 2007.
30. Wu, J., Wang, J., Li, T., and Wang, L., "Performance Analysis and Application of a Redundantly Actuated Parallel Manipulator for Milling", J. Intell. Robot. Syst., 50, s. 163–180, 2007.
31. Toshikazu, K., Laser Beam Machine, Patent JP4066289A, 1992.
32. Norio, K., Yoshinori , N., ve Kenji, M., Laser Machining Apparatus With Head Support by

Angularly Movable Expandable Arms, Patent US5900171, 1999.
33. Ding, Q., Sun, L., Hu, H., ve Wang, Y., "Conceptual design, structural analysis and performance evaluation of a novel planar parallel robot" IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Bildiri Kitabı, Monterey, s. 735-740, 2005.
34. Mitsubishi Denki BLDG, Mitsubishi Industrial Robot RP-1AH/3AH/5AH Series Instruction Manual – Robot Arm Setup & Maintenance, Higashi-Ku, Nagoya, 2001.
35. Berkof, R. S., e Lowen, G. G., "A new method for completely force balancing simple linkages", Trans. ASME J. Eng. Ind., 91, s. 21-26, 1999.
36. van der Wijk, V., e Herder, J. L., "Synthesis method for linkages with center of mass at invariant link point - pantograph based mechanisms", Mech. Mach. Theory, 48, s. 15-28, 2011.
37. van der Wijk, V., ve Herder, J. L., "Active dynamic balancing unit for controlled shaking force and shaking moment balancing", ASME 2010 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference Bildiri Kitabı, Montreal, DETC2010 28423, 2010.
38. van der Wijk, V., ve Herder, J. L., "Comparison of various dynamic balancing principles regarding additional mass and additional inertia", J. Mech. Robot., 1(4), 04 1006, 2009.
39. Menschaar, H. F., Ariens, A. B., Herder, J. L., ve Bakker, B. M., "Five-Bar Mechanism With Dynamic Balancing Means and Method for Dynamically Balancing a Five-Bar Mechanism", Patent WO2006080846A1, 2006.
40. Youcef-Toumi, K., ve Asada, H., "Dynamic decoupling and control of a direct-drive manipulator", 24. Conference on Decision and Control Bildiri Kitabı, Ft. Lauderdale, s. 2052-2058, 1985.
41. Youcef-Toumi, K., ve Asada, H., "High-speed tajectory control of a direct-drive manipulator", IEEE Trans. Rob. Autom., 9(1), 102-108, 1993.
42. Youcef-Toumi, K., Analysis, design and control of direct drive manipulators, Doktora Tezi, Massachussetts Institute of Technology, 1985.
43. Ouyang, P. R., Li, Q., ve Zhang, W. J., "Integrated design of robotic mechanisms for force balancing and trajectory tracking", Mechatronics, 13, s. 887-905, 2003.
44. Alıcı, G., ve Shirinzadeh, B., "Optimum synthesis of planar parallel manipulators based on kinematic isotropy and force balancing", Robotica, 22, s. 97-108, 2004.
45. Briot, S., ve Bonev, I. A., "Are paralel robots more accurate than serial robots?", CSME Transactions, 31(4), s. 445-456, 2007.
46. Nakamura, Y., "Advanced Robotics Redundancy and Optimization", Addison-Wesley Pub. Co., Massachussetts, ABD, ,1991.
47. Rajiv, V. D., James, A. E. ve Scott, M., "Real-time implementation of an optimization scheme for seven-degree-of-freedom redundant manipulators", IEEE Transactions On Robotics And Automation, 1(5),s. 579-588,1991.
48. Wang, J., Li, Y. ve Zhao, X., "Inverse kinematics and control of a 7-dof redundant manipulator based on the closed-loop algorithm", International Journal of Advanced Robotic Systems, 7(4),s. 1-9,2010.
49. Guo, Z. Y., Hsia, T. C., "Joint trajectory generation for redundant robots in an environment with obstacles", IEEE Inter. Conf. on Robotics and Automation, Cincinnati, OH, ABD,s. 157-162,1990.
50. Chen, J. L., Liu, J. S., Lee, W. C., Liang, T. C., "On-line multi-criteria based collision-free posture generation of redundant manipulator in constrained workspace", Robotica, 20,s. 625-636, 2002.
51. Kwang-Kyu, L., Martin, B., "Obstacle avoidance for redundant robots using Jacobian transpose method", IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems Bildiri Kitabı, San Diego, California, ABD, s. 3509-3514, 2007.
52. Tatlıcıoğlu, E., Braganza, D., Burg, T. C., Dawson, D. M., "Adaptive control of redundant robot manipulators with subtask objectives", Robotica, 27(6),s. 873–881,2009.
53. Seraji, H. (1991). Task options for redundancy resolution using configuration control, IEEE Conference on Decision and Control Bildiri Kitabı, Brighton, İngiltere, 3,s. 2793- 279, 1991.
54. Gertz, M. W., Kim, J., Khosla, P., "Exploiting redundancy to reduce impact force", IEEE/RSJ Workshop on Intel. Rob. and Sys., Osaka, Japan,s. 179-184, 1991.
55. Maaroof, O., Gezgin, E., Dede, M. İ. C. , "General subtask controller for redundant robot manipulators" 12. IEEE International Conference on Control, Automation, Jeju Adası, Korea, 2012.
56. Yoshikawa, T., "Analysis and control of robot manipulators with redundancy", Proceedings of First International Sympossium on Robotics Research, Cambridge, MIT Press,s. 735-748,1984.

# ESNEK BAĞLANTILI KÖPRÜ TİPİ MEKANİZMANIN TİTREŞİM YALITIMINA YÖNELİK TASARIMI VE ANALİZİ

Çetin YILMAZ, Gizem ACAR

Boğaziçi Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 34342 Bebek /İSTANBUL

cetin.yilmaz@boun.edu.tr, gizem.dilber@boun.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada esnek bağlantılı köprü tipi mekanizmanın titreşim yalıtımına yönelik tasarımı ve analizi yapılmıştır. Tasarlanan mekanizma esnek bağlantıları sayesinde tek parçadan oluşup kolayca üretilebilecektir. Ayrıca titreşim karakteristiğini olumsuz yönde etkileyecek parçalar arası sürtünme, aşınma ve boşluk gibi unsurlar olmayacaktır. Öncelikle sistem toplu parametreli olarak modellenmiş, hareket denklemi çıkartılıp ilk rezonans ve antirezonans frekansları bulunmuştur. Sonrasında sistemin ilk rezonans ve antirezonans frekanslarının oranının titreşim yalıtım miktarını belirlediği gösterilmiştir. Daha sonra sistem sonlu elemanlar yöntemiyle modellenmiştir. Geniş bir frekans aralığında yalıtım yapılabilmesi için tasarımın eniyilemesi yapılmıştır. Ardından, eniyilenmiş mekanizmaların seri olarak bağlanmasından oluşan periyodik yapılar elde edilmiştir. Son olarak bu periyodik yapılardaki titreşim yalıtım miktarının tek bir mekanizmaya oranla çok daha fazla olduğu gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Esnek bağlantılı mekanizma, titreşim analizi, optimizasyon

# ANALYSIS AND DESIGN OF A COMPLIANT BRIDGE TYPE MECHANISM FOR VIBRATION ISOLATION

## ABSTRACT

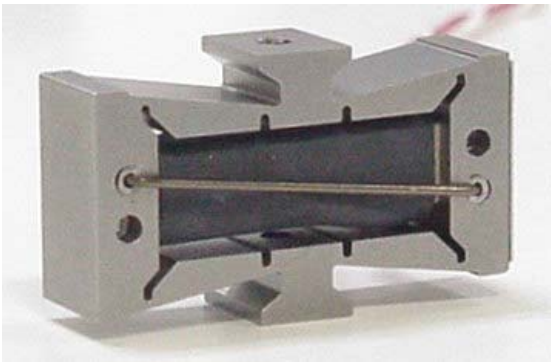
In this study, bridge type compliant mechanism is designed and analyzed for vibration isolation. The designed system consists of a single piece; hence it can be easily manufactured. Moreover, friction, wear and backlash problems will not be encountered. First, the lumped parameter model of the system is formed, then the equation of motion is derived and the first resonance and antiresonance frequencies are obtained. Consequently, it has been shown that the ratio of the first resonance and antiresonance frequencies determine the level of vibration isolation in the system. Then, the finite element model of the system is generated. The system is optimized to get the widest isolation frequency range. Afterwards, the optimized mechanisms are connected in series to form periodic structures. Finally, it has been shown that periodic structures can provide much higher levels of vibration isolation compared to a single mechanism.

**Keywords:** Compliant mechanism, vibration analysis, optimization

## 1. GİRİŞ

Mekanizma, kuvvet ve hareket iletimi veya dönüşümü için kullanılan uzuvların mafsallarla birleştirildiği sistem olarak tanımlanabilir. Geleneksel mekanizmalarda uzuvlar ve mafsallar rijit kabul edilir [1]. Esnek bağlantılı mekanizmalar da hareket ve kuvvet iletiminde veya dönüşümünde kullanılırlar. Rijit bağlantılı mekanizmalardan farklı olarak, esnek bağlantılı mekanizmalarda uzuvlar arası hareket birleşme yerlerinde bulunan esnek elemanların bükülmesi sayesinde olur [2]. Eğer bir mekanizmanın mafsallarının büyük açılarda dönmesi gerekmiyorsa o mekanizmayı esnek bağlantılı olarak tasarlamanın ve üretmenin çeşitli avantajları vardır. Plastik malzemelerden lazer kesimle; çelik veya alüminyumdan tel erozyon kesim yöntemiyle üretim mümkündür [2]. Genellikle tek parça halinde üretildikleri

için montaj için zaman veya işçilik gerekmemektedir. Bu tip mekanizmaların hassasiyetleri çok yüksektir. Ayrıca esnek bağlantıları sayesinde parçalar arasında sürtünme, aşınma ve boşluk yoktur. Esnek bağlantılı mekanizmalarda elektromanyetik eyleyiciler kullanarak uzuvların hareketini birkaç nanometre çözünürlükle gerçekleştirmek mümkündür. Bu sebeple mikron boyutundaki cihazların üretiminde kullanılan manipulatörler esnek bağlantılı olarak tasarlanır ve üretilirler [3]. Esnek bağlantılı mekanizmalar düşük genlikteki eyleyici hareketlerini artırmada da kullanılmaktadır. Bu tip uygulamalar için genellikle köprü tipi mekanizma tercih edilmektedir [4]. Şekil 1'de görülen esnek bağlantılı köprü tipi mekanizmanın ortasındaki piezoelektrik eyleyicinin yataydaki hareketi artırılarak düşey harekete dönüştürülmektedir.



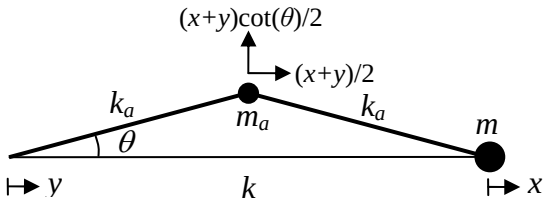
Şekil 1. Esnek bağlantılı köprü tipi mekanizma [4].

Bu çalışmadaki amaç, esnek bağlantılı köprü tipi mekanizmanın titreşim yalıtımına yönelik tasarımını ve analizini gerçekleştirmektir. Mekanizmadaki esnek bağlantılar sayesinde titreşim karakteristiğini olumsuz yönde etkileyecek parçalar arası sürtünme, aşınma ve boşluk gibi unsurlar olmayacaktır. Esnek bağlantılı mekanizmaların titreşim yalıtımında kullanımına örnek olarak Tantanawat'ın çalışması gösterilebilir [5]. Tantanawat esnek bağlantılı mekanizma kullanarak düşük frekanslarda aktif titreşim yalıtımı yapmıştır. Ayrıca, Koçak esnek bağlantılı kaldıraç tipi mekanizma kullanarak titreşim yalıtımı yapmıştır [6]. Esnek bağlantılı mekanizmaların ses yalıtımında kullanımına örnek olarak ise Dede'nin çalışması gösterilebilir [7]. Öte yandan literatürde esnek bağlantılı mekanizmaların doğal frekanslarının, mod şekillerinin ve frekans yanıtlarının incelendiği çalışmalar da bulunmaktadır [8-9]. Ancak, literatürde esnek bağlantılı köprü tipi mekanizmanın titreşim yalıtımına yönelik kullanımı yoktur. Bu çalışmada esnek bağlantılı köprü tipi mekanizmanın boyutları üzerinde eniyileme çalışması yaparak sistemin efektif ataletinin artırılması planlanmaktadır. Bunun sonucunda düşük frekanslarda titreşim yalıtımı mümkün olacaktır. Ayrıca, literatürde çeşitli geometrilerdeki bir boyutlu yapıların seri olarak birleştirip titreşim yalıtımı için kullanımına örnekler vardır [10-11]. Bu çalışmada incelenen esnek bağlantılı mekanizma da seri olarak birleştirilip bir boyutlu periyodik yapılar elde edilecektir. Son olarak bu periyodik yapılardaki titreşim yalıtım miktarı tek bir mekanizmadaki titreşim yalıtım miktarı ile karşılaştırılacaktır.

## 2. ANALİTİK MODEL

Atalet artırımı için kullanılacak toplu parametreli model Şekil 2'de görülmektedir. Burada direngenliği $k_a$ ile belirtilen iki uzuv ve $m_a$ kütlesi atalet artırım mekanizmasını oluşturmaktadır. Eğer bu iki uzuv rijit kabul edilirse ($k_a \rightarrow \infty$), $m_a$ kütlesinin hareketi $x$, $y$ ve $\theta$ cinsinden bulunabilir (bkz. Şekil 2). $\theta$ açısının küçük olduğu kabul edilirse, $m_a$ kütlesinin hareketi $m$ kütlesine göre çok daha büyük olacaktır. Böylece sistemin efektif ataleti bu mekanizma sayesinde artırılmış olacaktır [12].

Şekil 2'de sönümleme elemanı yoktur. Burada amaç, sistemin rezonans ve antirezonans frekanslarını bulup, bu frekansların titreşim iletkenliği üzerindeki etkisini belirlemektir.




Şekil 2: Toplu parametreli model.

Bu tek serbestlik dereceli sistemin hareket denklemi Lagrange yöntemi kullanılarak hesaplanabilir. Sistemin toplam kinetik enerjisi $T$, toplam potansiyel enerjisi ise $V$ ile gösterildiğinde,

$$T = \frac{m_a}{2}\left(\left(\frac{\dot{x}+\dot{y}}{2}\right)^2 + \left(\frac{\dot{x}-\dot{y}}{2}\cot\theta\right)^2\right) + \frac{m}{2}\dot{x}^2 \quad (1)$$

$$V = \frac{1}{2}k(x-y)^2 \quad (2)$$

olur. Lagrange fonksiyonu $L = T - V$ olarak yazılıp $x$ koordinatı için Lagrange denklemi,

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}}\right) - \frac{\partial L}{\partial x} = 0 \quad (3)$$

şeklinde ifade edilir.

Kinetik ve potansiyel enerji ifadeleri yukarıdaki denkleme yerleştirildiğinde, hareket denklemi bulunur.

$$\left(m_a(\cot^2\theta + 1) + 4m\right)\ddot{x} + 4kx = m_a(\cot^2\theta + 1)\ddot{y} + 4ky \quad (4)$$

$y$ koordinatı giriş, $x$ koordinatı çıkış olarak ele alındığında, rezonans frekansı, $\omega_{p1}$ ve antirezonans frekansı, $\omega_{z1}$ elde edilir.

$$\omega_{p1} = \sqrt{\frac{4k}{m_a(\cot^2\theta + 1) + 4m}} \quad (5)$$

$$\omega_{z1} = \sqrt{\frac{4k}{m_a(\cot^2\theta + 1)}} \quad (6)$$

Yukarıdaki denklemlerde görüldüğü üzere, $\theta$ açısı küçük olursa, cot$\theta$ büyük olur. Dolayısıyla, $m_a$ kütlesinin oluşturduğu efektif atalet de büyük olur. Böylece, düşük frekanslarda rezonans ve antirezonans elde edilebilir. Öte yandan, çıkış tarafındaki $m$ kütlesi antirezonans frekansına etki etmezken, rezonans frekansını düşürmektedir.

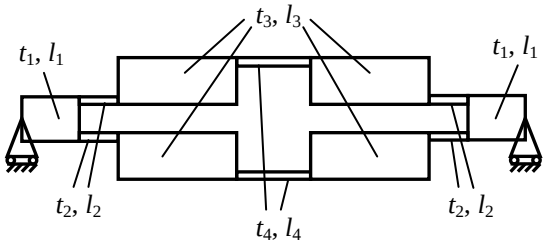
Şekil 2'de gösterilen sistemin bir tane rezonans ve bir tane antirezonans frekansı olduğundan titreşim iletkenliği

$$TR = \left|\frac{X}{Y}\right| = \left|\frac{1-\omega^2/{\omega_{z1}}^2}{1-\omega^2/{\omega_{p1}}^2}\right| \quad (7)$$

şeklinde ifade edilir [6]. Burada $X$ ve $Y$, çıkış ve girişteki öteleme hareketlerinin genliklerini belirtmektedir. Denklem 7 incelendiğinde sistemi sarsmada kullanılan frekans $\omega_{z1}$'den büyük olduğunda titreşim iletkenliğinin ${\omega_{p1}}^2/{\omega_{z1}}^2$ değerinin altında kalacağı görülür. Dolayısıyla titreşim yalıtımını artırmak için $\omega_{p1}/\omega_{z1}$ oranını azaltmak gerekmektedir. Burada incelenen tek serbestlik dereceli sistemin titreşim yalıtımını sınırlayan bir üst frekans yoktur. Öte yandan bu sistem sonlu elemanlar kullanılarak modellenirse titreşim yalıtımını sınırlayan bir üst frekans olacaktır.

## 3. SONLU ELEMANLAR MODELİ

Esnek bağlantılı mekanizmanın sonlu elemanlar modeli Şekil 3'de görülmektedir. Sonlu elemanlar modelinde eksenleri birbirine göre kaçık olan kiriş elemanlar kullanılmıştır [13]. Modeldeki kiriş elemanların her iki ucunda yatay ve dikey yönde öteleme ve dönme hareketine izin verecek şekilde üçer serbestlik derecesi vardır. Bu durumda sonlu elemanlar modeli hem eğilme hem de eksenel yönde titreşimlere izin vermektedir.




Şekil 3. Esnek bağlantılı köprü tipi mekanizmanın sonlu elemanlar modeli. Her kirişin kalınlık ve uzunluk değeri $t_i$ ve $l_i$ olarak gösterilmiştir. Burada 2 numara ile gösterilen kirişler esnek bağlantı elemanlarıdır.

Şekil 1'deki esnek bağlantılı mekanizmanın aksine Şekil 3'de sadece dikdörtgen şeklindeki kirişler kullanılmıştır.

### 3.1 Tasarımın Eniyilenmesi

Şekil 3'de gösterilen sistemin geniş bir frekans aralığında titreşim yalıtımı yapabilmesi için birinci ve ikinci doğal frekanslarının arasının açılması ($\omega_{p1}/\omega_{p2}$ oranının en aza indirilmesi) gerekmektedir.

Bu eniyileme probleminde esnek bağlantıların kalınlığı $t_2 = t_4 = 1$ mm alınmıştır. Ortadaki esnek bağlantılar birinci mod şeklinde kenardaki esnek bağlantılara nazaran iki kat

esneyecektir. Esnek bağlantılardaki gerilim miktarlarını eşit tutmak için $l_4 = 2l_2$ alınmıştır. Öte yandan, esnek bağlantılardaki gerilim miktarı çok olmaması açısından da $t_2/l_2$ oranı 0.2 olarak seçilmiştir. Sistemin iki ucu arasındaki direngenlik ($k = 10^6$ N/m) ve sistemin toplam uzunluğu ($l_t = 2(l_1+l_2+l_3)+l_4 =$ 200 mm) da kısıt olarak belirlenmiştir. Direngenlik hesabı sistemin sonlu elemanlar modeli kullanılarak yapılacaktır. Bunun için iki boyutlu modellenen mekanizmanın et kalınlığı $b = 20$ mm olarak seçilmiştir. Son olarak sistemin yalıtım yapacağı frekans aralığında titreşim iletkenliğinin az olabilmesi için 3. kirişin kalınlık/uzunluk oranının çok küçük olmaması gerekmektedir. Aksi takdirde sistemin birinci rezonans ve antirezonans değerleri birbirine çok yakın çıkacaktır. Denklem 7'ye göre bu durumda titreşim iletkenliği az olmayacaktır. 3. kirişin kalınlık/uzunluk oranı büyük olursa ise sistemin efektif ataleti büyük olmayıp düşük frekanslarda yalıtım yapmak mümkün olmayacaktır. Sonuç olarak $t_3/l_3$ oranı 0.2 olarak seçilmiştir. Bu kısıtlar dahilinde eniyileme problemi şöyle özetlenebilir:

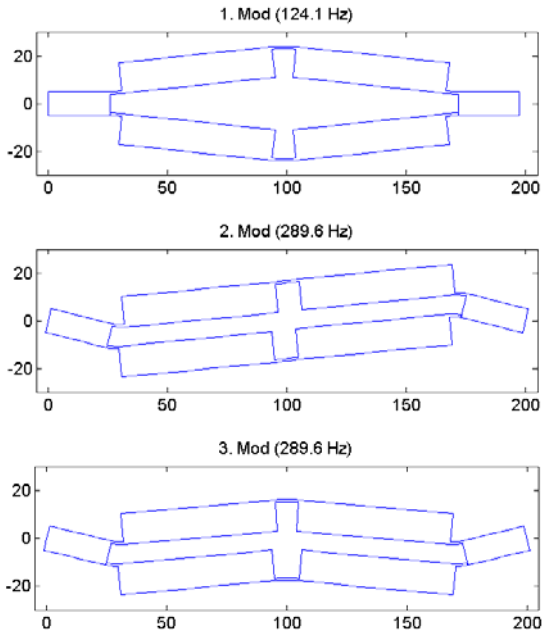
Hedef fonksiyon: minimum $\omega_{p1}/\omega_{p2}$

Serbest değişkenler: $t_1$, $t_3$, $l_1$
Sabit değişkenler: $t_2 = t_4 = 1$ mm, $l_2 = 5$ mm, $b = 20$ mm
Kısıtlar: $t_3 = 0.2l_3$, $l_4 = 2l_2$, $l_t = 200$ mm, $k = 10^6$ N/m
Malzeme parametreleri: $E = 210$ GPa, $\rho = 7800$ kg/m$^3$

Eniyileme, Newton yöntemiyle yapılmıştır [14]. Bu yöntemde hedef fonsiyonun minimum değeri gradyan vektörü kullanılarak bulunmaya çalışıldığı için yerel bir minimuma yakınsama ihtimali vardır. Bu sebeple eniyileme sırasında çeşitli başlangıç değerleri denenmiştir. Öte yandan her durumda $t_1 = 10$ mm, $t_3 = 12.8$ mm ve $l_1 = 25.8$ mm sonuçlarına ulaşılmıştır.

### 3.2. Modal Analiz

Eniyileme sonucunda elde edilen boyutlara sahip mekanizmanın ilk üç titreşim modu Şekil 4'de görülmektedir. Eniyilemedeki hedef fonksiyon birinci ve ikinci doğal frekansların oranını azaltmaktır (minimum $\omega_{p1}/\omega_{p2}$). Bir başka deyişle, bu iki frekansın arasının açılması amaçlanmıştır. Bunun sonucunda ikinci ve üçüncü doğal frekansların arası kapanmıştır ($\omega_{p2} = \omega_{p3} = 289.6$ Hz). Neticede 124.1–289.6 Hz aralığında hiç doğal frekans bulunmamaktadır.




Şekil 4. Eniyilenmiş esnek bağlantılı köprü tipi mekanizmanın ilk üç mod şekli.

### 3.3. Harmonik Analiz

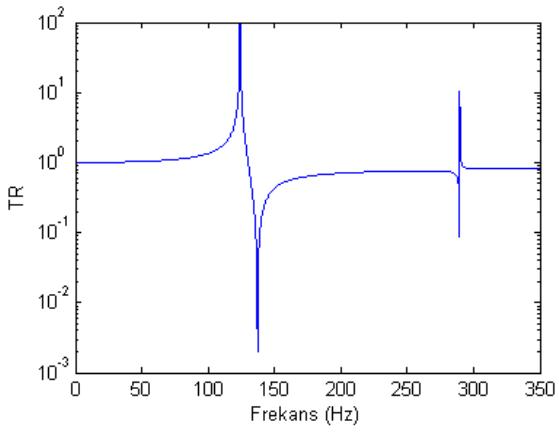
Eniyilenen mekanizmanın titreşim yalıtım özelliğini gözlemlemek üzere harmonik analiz yapılmıştır. İlk iki modun frekans yanıtında görülebilmesi için harmonik analizin frekans aralığı 0–350 Hz olarak seçilmiştir. Harmonik analizde sisteme sol ucundan yatay doğrultuda birim genlikte öteleme hareketi verilip 0.1 Hz adımlarla tüm frekans aralığı taranmıştır. Bu öteleme hareketi mekanizmanın yatay simetri ekseninden az miktarda kaçık şekilde uygulanmıştır. Bu sayede yatay eksene göre asimetrik olan ikinci ve üçüncü mod şekilleri de tetiklenmiştir. Şekil 5'de mekanizmanın titreşim iletkenliğinin ($TR$) frekansa bağlı grafiği görülmektedir. Modal analiz sonuçlarıyla paralel olarak 124.1 Hz ve 289.6 Hz'de rezonanslar gözlemlenmiştir. Öte yandan mekanizmanın ilk antirezonansı 137.2 Hz'de oluşmuştur.

Titreşim yalıtımının yapıldığı frekans aralığını hesaplamak için titreşim iletkenliğinin 1'den

küçük olduğu frekansları bulmak gerekmektedir. Bu frekans aralığının üst sınırını $\omega_{p2}$ = 289.6 Hz belirlemektedir. Mekanizmanın ilk rezonans ve antirezonans değerleri diğerlerinden uzak olduğu için düşük frekanslardaki titreşim iletkenliği değerleri Denklem 7 kullanılarak bulunabilir. Dolayısıyla, titreşim yalıtımının yapıldığı frekans aralığının alt sınırı bulmak için Denklem 7'nin 1'e eşit olmasını sağlayan $\omega$ değeri hesaplanacaktır. Alt sınır için elde edilen bu frekans $\omega_s$ olarak tanımlanıp denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\omega_s = \sqrt{\frac{2\omega_{p1}^{\,2}\omega_{z1}^{\,2}}{\omega_{p1}^{\,2}+\omega_{z1}^{\,2}}} \qquad (8)$$

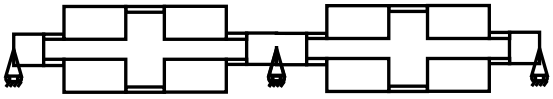
Eniyilenmiş mekanizma için ($\omega_{p1}$ = 124.1 Hz, $\omega_{z1}$ = 137.2 Hz) Denklem 8 kullanılarak $\omega_s$'in değeri 130.2 Hz olarak bulunur. Sonuç olarak titreşim yalıtımının yapıldığı frekans aralığı 130.2–289.6 Hz şeklinde elde edilmiştir. Şekil 5 incelendiğinde 130.2–289.6 Hz aralığındaki en yüksek titreşim iletkenliğinin 265 Hz'de 0.76 olarak gerçekleştiği görülmüştür. Denklem 7'ye $\omega_{p1}$ = 124.1 Hz, $\omega_{z1}$ = 137.2 Hz ve $\omega$ = 265 Hz değerleri konursa *TR* = 0.77 olarak bulunur. Mekanizmanın ilk rezonans ve antirezonans frekansları diğerlerinden uzak olduğundan çok serbestlik dereceli sonlu elemanlar modelinden elde edilen titreşim iletkenliği değeri, Denklem 7'de tek serbestlik dereceli mekanizma için verilen titreşim iletkenliği ile neredeyse aynıdır.




Şekil 5. Eniyilenmiş esnek bağlantılı köprü tipi mekanizmanın frekans yanıtı.

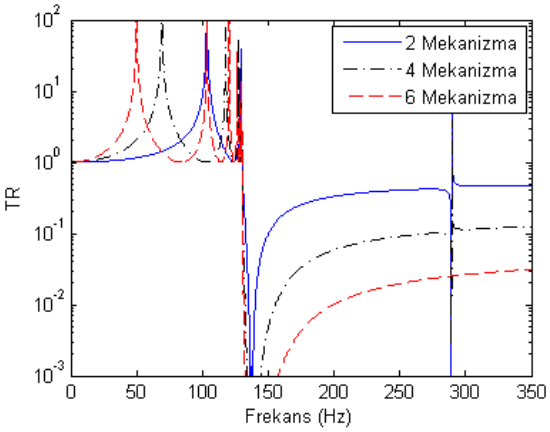
### 3.4 Periyodik Yapıların Analizi

Bu bölümde eniyilenmiş esnek bağlantılı köprü tipi mekanizmaların seri olarak bağlanmasından oluşan periyodik yapılar incelenecektir. Şekil 6'da iki mekanizmanın birleşmesinden oluşan periyodik yapı gösterilmektedir.



Şekil 6. İki adet esnek bağlantılı köprü tipi mekanizmanın birleşmesinden oluşan periyodik yapı.

Şekil 7'de ise çeşitli sayıda mekanizmalardan oluşan periyodik yapıların titreşim iletkenlikleri görülmektedir. Titreşim iletkenlikleri hesaplanırken yine sistemin sol ucundan yatay doğrultuda birim genlikte öteleme hareketi verilip sağ ucundaki öteleme hareketinin genliği kullanılmıştır. Şekil 5'deki tek mekanizmanın frekans yanıtında olduğu gibi Şekil 7'de de 130.2–289.6 Hz aralığında hiç rezonans frekansı yoktur. Öte yandan periyodik yapıdaki mekanizma sayısı arttıkça 130.2–289.6 Hz frekans aralığındaki titreşim iletkenlik değerlerinin düştüğü görülmektedir.




Şekil 7. Çeşitli sayıda mekanizmalardan oluşan periyodik yapıların frekans yanıtı.

Son olarak Tablo 1'de 130.2–289.6 Hz frekans aralığında oluşan maksimum titreşim iletkenliği ve minimum titreşim yalıtım seviyeleri gösterilmektedir. Burada titreşim yalıtımı, titreşim iletkenliğinin 1'den farkı olarak tanımlanmıştır. Bu tablo incelendiğinde

tek bir mekanizmanın girişteki sarsıntının en fazla %76'sını çıkışa ilettiği görülebilir. Bir başka deyişle, girişteki titreşimin en az %24'ü yalıtılmış olacaktır. Periyodik yapıda 4 adet mekanizma kullanılırsa girişteki sarsıntının en az %90'ı yalıtılmış olacaktır. Öte yandan 6 adet mekanizma kullanıldığı takdirde titreşim iletkenliği %2.5 ile sınırlı kalacaktır (titreşim yalıtım seviyesi en az %97.5).

Tablo 1. Mekanizma sayısına bağlı olarak 130.2–289.6 Hz frekans aralığında oluşan maksimum titreşim iletkenliği ve minimum titreşim yalıtım seviyeleri.

| **Mekanizma sayısı** | **Maksimum titreşim iletkenliği (%)** | **Minimum titreşim yalıtımı (%)** |
|---|---|---|
| 1 | 76 | 24 |
| 2 | 42 | 58 |
| 4 | 10 | 90 |
| 6 | 2.5 | 97.5 |

## 4. SONUÇLAR

Bu bildiride esnek bağlantılı köprü tipi mekanizmanın titreşim yalıtımına yönelik analizi ve eniyilemesi gerçekleşmiştir. İlk olarak esnek bağlantılı mekanizmanın toplu parametreli analitik modeli incelenmiştir. Analitik model kullanılarak elde edilen ilk rezonans ve antirezonans frekanslarının oranının titreşim yalıtım miktarını belirlediği gösterilmiştir. Sonrasında esnek bağlantılı mekanizmanın sonlu elemanlar modeli kiriş elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur. Geniş bir frekans aralığında yalıtım sağlanabilmesi için mekanizmayı oluşturan kirişlerin boyutları eniyilenmiştir. Sonrasında eniyilenmiş esnek bağlantılı mekanizmalar seri olarak birleştirilerek periyodik yapılar elde edilmiştir. Son olarak bu periyodik yapılardaki titreşim yalıtım seviyesinin tek bir esnek bağlantılı mekanizmaya oranla çok daha fazla olduğu gösterilmiştir. Bu bildiride incelenen esnek bağlantılı mekanizmayı titreşim yalıtımı yapılmak istenen uygulamaya göre boyutlandırıp çeşitli frekans aralıklarında yüksek oranda yalıtım sağlamak mümkündür.

## 5. TEŞEKKÜR

Bu çalışma 110M663 numaralı TÜBİTAK projesi tarafından desteklenmiştir.

## 6. KAYNAKLAR

1. Söylemez, E., Mekanizma Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2010.
2. Howell, L.L., Compliant Mechanisms, Wiley, New York, 2001.
3. Culpepper, M.L., Anderson, G., "Design of a low-cost nano-manipulator which utilizes a monolithic, spatial compliant mechanism", Precision Engineering, 28 (4), s. 469-482, 2004.
4. Dynamic Structures and Materials, World Wide Web site, http://www.dynamic-structures.com/storage/downloads-white-papers-pdf/flextensional_piezoelectric_actuation.pdf
5. Tantanawat, T., Li, Z., Kota, S., "Application of compliant mechanisms to active vibration isolation systems", International Design Engineering Technical Conference, Proceedings of DETC 2004, s. 1-8, 2004.
6. Koçak, K., Yılmaz, Ç., "Esnek bağlantılı kaldıraç tipi mekanizma kullanarak pasif titreşim yalıtıcı tasarımı", 15. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Niğde, 16-18 Haziran 2011.
7. Dede, E.M., Hulbert, G.M., "Analysis, design, and optimization of structures with integral compliant mechanisms for mid-frequency response", International Journal For Numerical Methods in Engineering, 73, s. 470-492, 2008.
8. Ma, H.W., Yao, S.M., Wang, L.Q., Zhong Z., "Analysis of the displacement amplification ratio of bridge-type flexure hinge", Sensors and Actuators A, 132, s. 730-736, 2006.
9. Xu, Q., Li, Y., "Analytical modeling, optimization and testing of a compound bridge-type compliant displacement amplifier", Mechanism and Machine Theory, 46, s. 183-200, 2011.
10. Wen, J., Wang, G., Yu, D., Zhao, H., Liu, Y., "Theoretical and experimental investigation of flexural wave propagation in straight beams with periodic structures: Application to a vibration isolation structure", Journal of Applied Physics, 97, 114907, 2005.
11. Wang, G., Wen, X., Wen, J., Liu, Y., "Quasi-one-dimensional periodic structure with locally resonant band gap",

Journal of Applied Mechanics, 73(1) 167 s. 1-4, 2006.
12. Yilmaz, C., Hulbert, G.M., Kikuchi, N., “Phononic band gaps induced by inertial amplification in periodic media”, Physical Review B, 76, 054309, 2007.
13. Miller, R.E., “Dynamic aspects of the error in eccentric beam modeling”, International Journal for Numerical Methods in Engineering, 15, s. 1447-1455, 1980.
14. Papalambros, P.Y., Douglass, J.W., Principles of Optimal Design, Cambridge University Press, Cambridge, 2000.

# BİR FİZYOTERABOT'UN KİNEMATİK VE DİNAMİK ANALİZİ

Efraim KILIÇERKAN*, Sertaç Emre KARA*, Servet SOYGÜDER*, Hasan ALLİ*

(*)Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, ELAZIĞ

ekilicerkan@gmail.com, sekara@firat.edu.tr, ssoyguder@firat.edu.tr, halli@firat.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada fizyoterabot adı verilen bir fizyoterapi robotunun kinematik ve dinamik modeli gerçekleştirilmiştir. Çalışma kapsamında üç serbestlik derecesine sahip, rehabilitasyon amaçlı bir robot tasarlanmıştır. Günümüzde çok amaçlı medikal robotlar kullanılmaktadır ve bu robotların içinde en çok ihtiyaç olanları ve kullanılanları rehabilitasyon amaçlı robotlardır. Bu çalışmada Diz için "fleksiyon – ekstansiyon" kalça için "fleksiyon – ekstansiyon" ve "abduksiyon – adduksiyon" hareketlerini gerçekleştirebilen, uzuv boyutuna göre ayarlanabilen ve üç serbestlik derecesine sahip rehabilitasyon amaçlı bir mekanizma tasarlanmıştır. Elde edilen dinamik denklemler ile, Matlab'de sistem performansını gösteren benzetim çalışmaları elde edilmiştir. Ayrıca fizyoterabotun hareket kabiliyetlerini inceleyebilmek için Solidworks'de katı modeli oluşturulmuştur. Sonuç olarak bu çalışmadaki hedefimiz, fizyoterapistlerin hastalara uyguladığı tedavi amaçlı hareketlerin daha kolay, daha pratik ve daha az zaman harcayarak yapabilecek bir fizyoterabot tasarlamak ve imalatını gerçekleştirmektir.

**Anahtar Kelimeler**: Fizyoterabot, Rehabilitasyon Robotları, Dinamik Analiz

## KINEMATIC AND DYNAMIC ANALYSIS OF A PHYSIOTHERABOT

## ABSTRACT

In this study kinematic and dynamic modeling of an physiotherapy-robot called "Physiotherabot" has been studied. In the study three degrees of freedom rehabilitation robot has been designed. Nowadays, multi-purpose medical robots used as medical purposes and rehabilitation robots are the most prefered and used models. In this study, knee is performing "flexion - extension" ; hip is performing "flexion - extension" and "abduction - adduction" movements. Mechanism designed for rehabilitation with three degrees of freedom which is adjusted for different lenght of limb. Simulation results obtained with respect to dynamical equations. Also 3D solid model used for motion capabilities of the Physiotherabot. Consequently, main idea of the study is, to design and manufacturing of a Physiotherabot which will be used by physiotherapist, made the thereapy time efficent and practical.

**Keywords:** Physiotherabot, Rehabilitation Robots, Dynamic Analysis

## 1. GİRİŞ

Literatürdeki farklı tanımlar arasında ‘’rehabilitasyon’’ için yapılan en genel tanım şu şekildedir:

Fizyolojik veya anatomik bir bozukluğu yada yetersizliği olan dolayısı ile çevresel kısıtlamalar içinde bulunan bireyin fiziksel, psikolojik, sosyal ve mesleki durumu ile meslek dışı aktivitelerinde mümkün olan en üst fonksiyonel seviyeye ulaştırılması işlemine ‘’rehabilitasyon’’ denir [1].

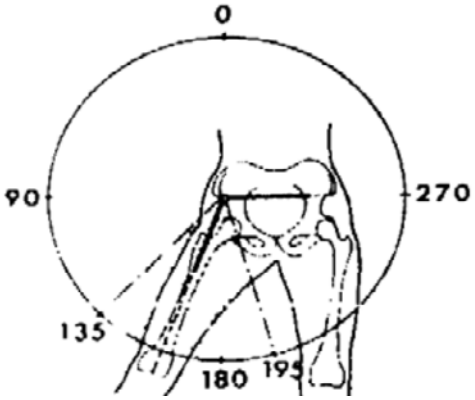
Artan dünya nüfusu ile birlikte artan insan uzuvlarındaki sorunların artması rehabilitasyonu daha da önemli bir hale getirmiştir. Bu uzuvların işler hale getirilmesi kas kuvvetinin arttırılması çok ciddi bir sorundur. Ayrıca bu insanların toplumdaki sosyal hayatlarına geri dönebilmeleri kendileri, aileleri, yakın çevreleri ve daha da önemlisi yaşadıkları toplum için son derece önem taşımaktadır. Kol ve bacak gibi gövdeye bağlı uzuvlardaki sorunlara yol açan en önemli etkenler yaşlılık, iş trafik kazaları ile savaşlardır. Rehabilitasyon işleminin en önemli unsurlarından birisi gövdeye bağlı olan kol ve bacak gibi uzuvların fonksiyonlarının yeniden kazandırılmasıdır. Bu yeniden kazanım sürecinde terapik egzersizler çok önemli bir yer tutmaktadır. Terapik egzersizler, fizyoterapist tarafından hastaya yaptırılan veya hastanın durumuna göre kendisinde yapabildiği pasif ve aktif egzersiz hareketlerinden oluşur[1].

Rehabilitasyon sürecinde gerekli olan terapatik egzersizler için ya hastanın tedavi merkezine gitmesi ya da fizyoterapistin hastaya gelmesi gerekmektedir. Bu işlemler uzun süreler almakta, zahmetli ve maliyetli olmaktadır. Bunun yanı sıra tedavi süreci her iki taraf için sabır gerektirmektedir. Ayrıca bir fizyoterapist aynı anda sadece bir hastaya terapatik egzersiz yaptırabilmektedir[1].

Tüm bu nedenlerle, fizyoterapistin görevini yapabilecek akıllı sistemlerin geliştirilerek uygulamaya konması önem arz etmektedir. Son yıllarda bu konuya yönelik çalışmalar artan bir hızla devam etmektedir. Benzer çalışmalar hasta tedavilerinin yanı sıra sporcu kaslarının güçlendirilmesi içinde yapılmaktadır. Bu amaçla geliştirilmiş çeşitli cihazlar mevcuttur[1].

## 2. İNSAN FİZYOLOJİSİ

Hasta Pozisyonu: Sırt üstü veya ayakta durur
Normal Sınırlar ve Hareket Genişliği: $135^o$ - $195^o$



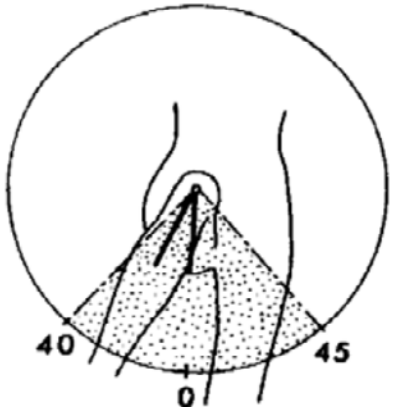

Şekil 1 Kalça-Abduksiyon-Adduksiyon

Hareket**:** Eksternal ve internal rotasyon

Hareket Düzlemi: Hareket horizontal veya transvers düzlemde olur ve alt esktremitenin nötral ya da anatomik pozisyonundan internal rotasyon yönünde deviasyonu şeklinde ölçülür[2].

Hasta Pozisyonu: Sırt üstü
Normal Sınırlar ve Hareket Genişliği:[3]

Eksternal rotasyon(Kalça fleksiyonda) - $40^o$
Eksternal rotasyon(Kalça ekstansiyonda) - $45^o$
İnternal rotasyon (Kalça fleksiyonda) - $45^o$
İnternal rotasyon (Kalça ekstansiyonda) - $40^o$

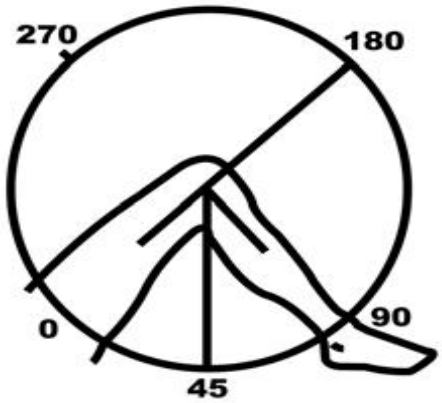



Şekil 2 Kalça-eksternal/internal rotasyon

Hareket: Fleksiyon-Ekstansiyon[4]

Hareket Düzlemi: Sagittal
Hasta Pozisyonu: Sırt üstü yatar veya bir sandalyeye oturur

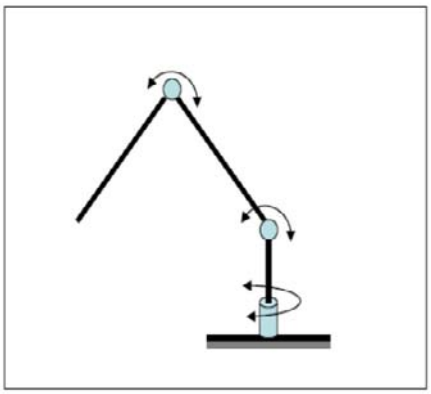
Normal Sınırlar ve Hareket Genişliği: 45-$^{o}180^{o}$




Şekil 3 Diz-Fleksiyon/Ekstansiyon

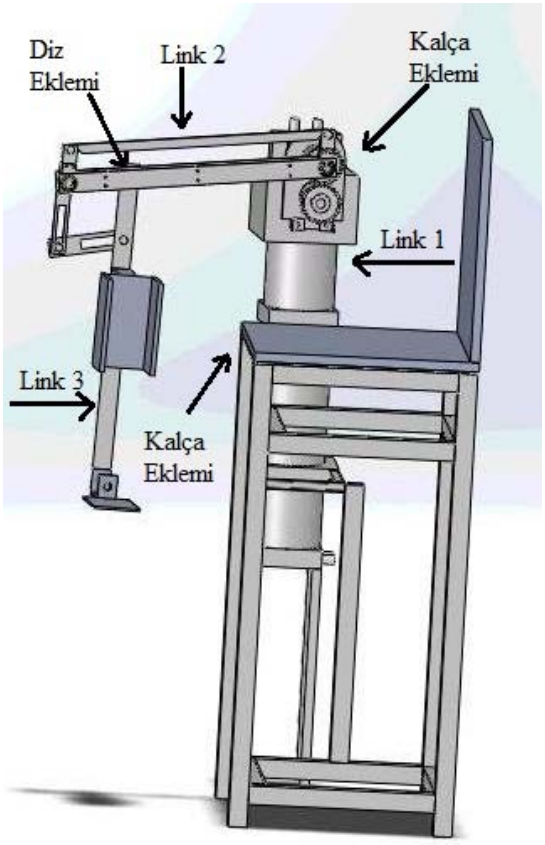
## 3. FİZYOTERABOTUN TASARIMI

Fizyoterabotun tasarımı yapılırken bacağın 3 uzvunu hareket ettirebilecek bir mekanizma olması gerektiği planlanmıştır.Bu mekanizma 3 serbestlik derecesine sahip olmalı ve uzuvlarımıza uygun ve istenilen hareketleri yaptırabilmelidir bu mekanizmaya en uygun temsili robot aşağıda gösterilmiştir.



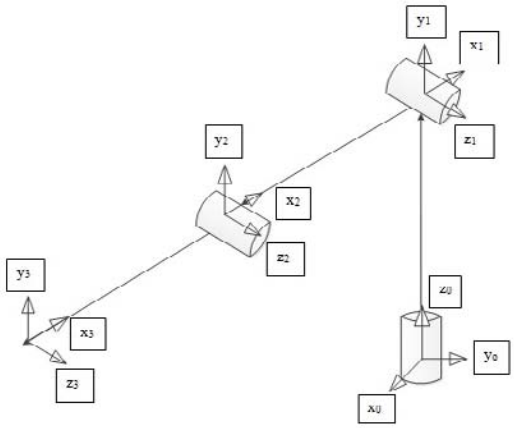
Şekil 4 Temsili Robotun Uzuvları ve Dönme Eklemleri

Şekil4'teki model mekanizmayı referans alarak şekil5'teki fizyoterabot tasarlanmıştır. Tüm motorlar sabit Linklere alınarak motor ağırlıklarının robotun dinamiğine etkisi kaldırılmıştır. Kalça ekleminde iki hareket sağ-sol ve yukarı-aşağı diz ekleminde ise bir hareket yani yukarı-aşağı hareketleri sağlanmıştır.




Şekil 5 Fizyoterabotun 3 boyutlu Katı Modeli

## 4. FİZYOTERABOTUN KİNEMATİK ANALİZİ




Şekil 6 Manipülatör diyagramı

### 4.1.Denavit Hertenberg Link Tablosu

$\theta \rightarrow z_{i-1} etrafında \qquad x_{i-1} \rightarrow x_i$

$d \rightarrow z_{i-1} boyunca \quad o_{i-1} \rightarrow x_i x^{z_{i-1}}$

$\alpha \rightarrow x_i etrafında \qquad z_{i-1} \rightarrow z_i$

$a \rightarrow x_i boyunca \qquad o_i \rightarrow x_i x^{z_{i-1}}$

Her bir motor diğerlerinden bağımsız olarak çalışmaktadır.

Denavit Hertenberg gösterimi 4 geometrik büyüklüğe bağlıdır. Bunlar herhangibir dönel yada prizmatik eklemi tam olarak belirler.

$\theta_i$: $x_{i-1}$ ekseninden $x_i$ eksenine geçişte $z_{i-1}$ ekseni etrafındaki dönme açısı

$d_i$: (i-1). Koordinat sisteminin orjininden $x_i$ ile

$z_{i-1}$ ekseninin kesim noktası arasında $z_{i-1}$ ekseni üzerindeki uzaklık.

$a_i$: i. koordinat sisteminin orjini ile $x_i$ ile $z_{i-1}$ kesişim noktası arasındaki mesafe.(link i'nin uzunluğu)

$\alpha_i$: $x_i$ ekseni etrafında dönmesinden kaynaklanan $z_{i-1}$ ekseni ile $z_i$ ekseni arasındaki açı.

Eklem 1 için $\theta_1$ değeri $\theta_1 + \pi$ olur ve $\theta_2 = \theta_3 = 0$ olur[5].

Eklem 2 için $\theta_2$ değeri $\theta_2$ olur ve $\theta_1 = \theta_3 = 0$ olur.

Eklem 3 için $\theta_3$ değeri $\theta_3$ olur ve $\theta_1 = \theta_2 = 0$ olur.

Tablo 1 Tüm Eklemler için Denavit Hertenberg Link Tablosu

| Link | $a_i$ | $\alpha_i$ | $d_i$ | $\theta_i$ |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 0 | $-\frac{\pi}{2}$ | $l_1$ | $\theta_1 + \pi$ |
| 2 | $l_2$ | 0 | 0 | $\theta_2$ |
| 3 | $l_3$ | 0 | 0 | $\theta_3$ |

### 4.2. Jakobiyen Matrisi

Jakobiyenin genel tanımı,

$$J_\upsilon = \begin{bmatrix} J_{\upsilon_1} & . & . & . & J_{\upsilon_2} \end{bmatrix} \qquad (1)$$

i eklemi için

$$J_{\upsilon_i} = \begin{cases} z_{i-1} \times (o_n - o_{i-1}) & \text{döner mafsal için} \\ z_{i-1} & \text{prizmatik mafsal için} \end{cases} \qquad (2)$$

$$J_{\omega_i} = \begin{cases} z_{i-1} & \text{döner mafsal için} \\ 0 & \text{prizmatik mafsal için} \end{cases} \qquad (3)$$

(2) denklemi ile (3) denklemi birleştirilirse n linkli bir manipülatörün Jakobiyeni aşağıdaki gibi olur[9].

$$J = \begin{bmatrix} J_1 & J_2 & . & . & . & J_n \end{bmatrix} \qquad (4)$$

$$J_i = \begin{bmatrix} z_{i-1} \times (o_n - o_{n-1}) \\ z_{i-1} \end{bmatrix} \qquad (5)$$

Döner mafsal için;

$$J_i = \begin{bmatrix} z_{i-1} \\ 0 \end{bmatrix} \qquad (6)$$

Yukarıdaki kinematik hesaplar herhangi bir manipülatör için yapılmıştır. İstenilen sayıda kullanılabilir. Jakobiyen birim vektörü $z_i$ ve orijinleri $o_1,\ldots,o_n$ . $z_i$ anlık değerini $T_i^o$ nin üçüncü sütunundaki ilk üç eleman ile $T_i^o$ nin dördüncü sütunundaki ilk 3 eleman verir.
Böylece yukarıdaki Jakobiyen de sadece T matrisinin üçüncü ve dördüncü kolonunu değerlendirmek gereklidir. Bu hesaplamalarda sadece dönen kısmın hızını değil manipülatör üzerindeki herhangi bir noktanın hızını da hesaplamış oluyoruz.
Bölüm 5 de hesaplayacağımız dinamik analiz için her linkin kütle merkezinin Jakobiyeni hesaplamamız gerekmektedir.

Bu projede hazırlanan fizyoterabotun jakobiyen matrisi Matlab programı kullanılarak hesaplanmıştır.

Eklem 1 için Jakobiyen matrisi aşağıdaki gibidir.

$$J_1 = \begin{bmatrix} \sin(\theta_1)(l_2 + l_3) & 0 & 0 \\ -\cos(\theta_1)(l_2 + l_3) & 0 & 0 \\ 0 & -l_2 - l_3 & -l_3 \\ 0 & \sin(\theta_1) & \sin(\theta_1) \\ 0 & -\cos(\theta_1) & -\cos(\theta_1) \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \qquad (7)$$

Eklem 2 için Jakobiyen matrisi

$$J_2 = \begin{bmatrix} 0 & \sin(\theta_2)(l_2+l_3) & l_3\sin(\theta_2) \\ -\cos(\theta_2)(l_2+l_3) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Eklem 3 için Jakobiyen matrisi

$$J_3 = \begin{bmatrix} 0 & l_3\sin(\theta_3) & l_3\sin(\theta_3) \\ -l_2 - l_3\cos(\theta_3) & 0 & 0 \\ 0 & -l_2 - l_3\cos(\theta_3) & -l_3\cos(\theta_3) \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & -1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

### 4.3. Fizyoterabotun Atalet matrisi

Eklem 1 için atalet matrisi

$$I_{c_1} = \begin{bmatrix} lc_1^2 m_1 & 0 & 0 \\ 0 & lc_1^2 m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

Eklem 2 için atalet matrisi

$$I_{c_2} = \begin{bmatrix} lc_2^2 m_2 \sin(\theta_2)^2 & -lc_2^2 m_2 \cos(\theta_2)\sin(\theta_2) & 0 \\ -lc_2^2 m_2 \cos(\theta_2)\sin(\theta_2) & lc_2^2 m_2 \cos(\theta_2)^2 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 lc_2^2 \cos(\theta_2)^2 + lc_2^2 \sin(\theta_2)^2 \end{bmatrix} \quad (11)$$

Eklem 3 için atalet matrisi

$$I_{c_3} = \begin{bmatrix} lc_3^2 m_3 \sin(\theta_3)^2 & -lc_3^2 m_3 \cos(\theta_3)\sin(\theta_3) & 0 \\ -lc_3^2 m_3 \cos(\theta_3)\sin(\theta_3) & lc_3^2 m_3 \cos(\theta_3)^2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3(lc_3^2 \cos(\theta_3)^2 + lc_3^2 \sin(\theta_3)^2) \end{bmatrix} \quad (12)$$

## 5. FİZYOTERABOT'UN DİNAMİK ANALİZİ

Fizyoterabotun dinamik analizi aşağıdaki Lagrange Metodu denklemleri kullanılarak çıkartılmıştır. [6]

Ters Simetrik Matris;
Bu matrislerin bazı özellikleri şu şekilde tanıtılmaktadır.

$S+S^T = 0$ (13)

Burada S matrisi 3 x 3 lük ters simetrik matristir.

$$S(a) = \begin{bmatrix} 0 & -a_z & a_y \\ a_z & 0 & -a_x \\ -a_y & a_x & 0 \end{bmatrix} \quad (14)$$

Ters simetrik matrisindeki a lineer operatör olup vektör formundadır.

$$a = \begin{bmatrix} a_x & a_y & a_z \end{bmatrix}^T$$

$S(\alpha a+\beta b) = \alpha S(a)+\beta S(b)$ (15)
α ve β reel sabitlerdir. a ve b ise vektörlerdir.

İki terim vektörel çarpımla hesaplanabilir.

$axb = S(a)b$ (16)

Ters simetrik matrisin türevi alınıp integre edilirse;

$\dot{S}(a) = S(\dot{a})$ (17)

$$\int S(a)dt = S(\int a dt) \quad (18)$$

Ters simetrik matris bir rotasyon matris ile tanıtılması aşağıdaki denklemdeki gibidir.

$S(Ra) = RS(a)R^T$ (19)

R rotasyon matrisi ve a rotasyon matrisinin eksen matrisi. R ortagonal matrisinin $RR^T = I$. Burada I birim matristir. Rotasyon matrisi;

$$\dot{R} = S(\omega)R^T \quad (20)$$

$\omega = a\dot{\theta}$ açısal hız vektörü ve $\dot{\theta}$ açısal hız rotasyon matrisi
Kinetik Enerji:

A ile gösterilen sabit bir referansı b ile gösterilen rijit bir cisim etrafında döndüğünü varsayalım. B b rijit cismin koordinatıdır. Rijit cismin üzerindeki p noktasının konumu A ya göre hesaplanmıştır.

$$p_A = R_A^B p_B + d_A^B \quad (21)$$

Burada $p_B$ p noktasının konumuna göre B ve $R_B^A$ 3 x 3 lük rotasyon matrisinin B koordinatının oryantasyonudur. $p_A$ noktasının hızı zamana göre türevi alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır[6].

$$\dot{p}_A = \dot{R}_A^B p_B + \dot{d}_A^B \quad (22)$$

T kinetik enerjisi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$T = \frac{1}{2}\int \dot{p}_A^T \dot{p}_A dm \tag{23}$$

(22) nolu denklemi (23)in içine yazarsak (24) elde edilir.

$$T = \frac{1}{2}\int_b (\dot{R}_A^B p_B + \dot{d}_A^B)^T (\dot{R}_A^B p_B + \dot{d}_A^B) dm \tag{24}$$

(24) nolu denklemi genişletirsek

$$T = \frac{1}{2}\int_b (\dot{R}_A^B p_B)^T \dot{R}_A^B x_B dm + \frac{1}{2}\int_b \dot{d}_A^{B^T} \dot{R}_A^B p_B dm$$
$$+ \frac{1}{2}\int_b (\dot{R}_A^B p_B)^T \dot{d}_A^B dm + \frac{1}{2}\int_b \dot{d}_A^{B^T} \dot{d}_A^B dm \tag{25}$$

(25) deki denklemde ikinci ve üçüncü terim skaler ve tranpoz olduğundan birbirlerine eşittir[6].

$$\frac{1}{2}\int_b \dot{d}_A^{B^T} \dot{R}_A^B p_B dm = \frac{1}{2}\int_b (\dot{R}_A^B p_B)^T \dot{d}_A^B dm \tag{26}$$

$\dot{d}_A^B$ ve $\dot{R}_A^B$ m ye bağlı olmadıklarından denklem (27) elde edilir.

$$\int_b \dot{d}_A^{B^T} \dot{R}_A^B p_B dm = \dot{d}_A^{B^T} \dot{R}_A^B \int_b p_B dm \tag{27}$$

Kütle merkezi denklemi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$r_B = \frac{1}{m}\int_b p_B dm \tag{28}$$

Burada $r_B$ ile tanımlanan vektör kütle merkezini temsil eder. (28) nolu denklemi (27) in içine yazarsak

$$\int_b \dot{d}_A^{B^T} \dot{R}_A^B p_B dm = m\dot{d}_A^{B^T} \dot{R}_A^B r_B \tag{29}$$

$\dot{R}_A^B = S(\omega_A^B) R_A^B r_B$ (20) denklemi kullanılırsa

$$m\dot{d}_A^{B^T} \dot{R}_A^B r_B = m\dot{d}_A^{B^T} S(\omega_A^B) R_A^B r_B \tag{30}$$

$S(\omega_A^B) R_A^B r_B = -\omega_A^B S(R_A^B r_B)$ eşitliği ve 19 denkleminde $S(R_A^B r_B) = R_A^B S(r_B) R_A^{B^T}$ kullanıldığında

$$m\dot{d}_A^{B^T} \dot{R}_A^B r_B = -m\dot{d}_A^{B^T} R_A^B S(r_B) R_A^{B^T} \omega_A^B \tag{31}$$

Denklem (24) deki gibi sadeleştirilirse

$$\frac{1}{2}\int_b \dot{d}_A^{B^T} \dot{d}_A^B dm = \frac{1}{2} m\dot{d}_A^{B^T} \dot{d}_A^B \tag{32}$$

Denklem (24) ün ilk terimi $\dot{R}_A^B = S(\omega_A^B) R_A^B$ yazıldığında denklem (33) elde edilir[14].

$$\frac{1}{2}\int_B (\dot{R}_A^B p_B)^T (\dot{R}_A^B p_B) dm = \frac{1}{2}\int_B (S(\omega_A^B) R_A^B p_B)^T (S(\omega_A^B) R_A^B p_B) dm \tag{34}$$

$S(\omega_A^B) R_A^B p_B = -\omega_A^B S(R_A^B p_B)$ eşitliği kullanıldığında aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{1}{2}\int_B (\dot{R}_A^B p_B)^T (\dot{R}_A^B p_B) dm$$
$$= \frac{1}{2}\int_b (S(R_A^B p_B)\omega_A^B)^T S(R_A^B p_B)\omega_A^B dm$$
$$= \frac{1}{2}\int_b \omega_A^{B^T} S(R_A^B x_B)^T S(R_A^B x_B)\omega_A^B dm \tag{35}$$

$\omega_A^B$ m ye bağlı değil o halde;

$$\frac{1}{2}\int_B (\dot{R}_A^B p_B)^T (\dot{R}_A^B p_B) dm = \frac{1}{2}\omega_A^{B^T} (\int_b S(R_A^B p_B)^T S(R_A^B p_B) dm)\omega_A^B \tag{36}$$

$S(R_A^B p_B) = R_A^B S(p_B) R_A^{B^T}$ eşitliğinden denklem (37) elde edilir[6].

$$\frac{1}{2}\int_B (\dot{R}_A^B p_B)^T (\dot{R}_A^B p_B) dm = \frac{1}{2}\omega_A^{B^T} (\int_b R_A^B S(p_B)^T R_A^{B^T} R_A^B S(p_B) R_A^{B^T} dm)\omega_A^B \tag{37}$$

$R_A^B$ ortagonal matris, ve bunun sonucunda $R_A^{B^T} R_A^B = \mathrm{I}$ olur.

$$\frac{1}{2}\int_B (\dot{R}_A^B p_B)^T (\dot{R}_A^B p_B) dm = \frac{1}{2}\omega_A^{B^T} (\int_b R_A^B S(p_B)^T S(p_B) R_A^{B^T} dm)\omega_A^B \tag{38}$$

$R_A^B$ m ye bağlı değil o halde,

$$\frac{1}{2}\int_B (\dot{R}_A^B p_B)^T (\dot{R}_A^B p_B) dm = \frac{1}{2}\omega_A^{B^T} R_A^B (\int_b S(p_B)^T S(p_B) dm) R_A^{B^T} \omega_A^B \tag{39}$$

$$\mathrm{I}_B = \int_B S(p_B)^T S(p_B) dm \tag{40}$$

$\mathrm{I}_B$ denklem (37)de yerine yazılırsa,

$$\frac{1}{2}\int_B (\dot{R}_A^B p_B)^T (\dot{R}_A^B p_B) dm = \frac{1}{2}\omega_A^{B^T} R_A^B \mathrm{I}_B R_A^{B^T} \omega_A^B \tag{41}$$

Sonuç olarak ;

$$T = \frac{1}{2} m \dot{d}_A^{B^T} \dot{d}_A^B + \frac{1}{2}\omega_A^{B^T} R_A^B \mathrm{I}_B R_A^{B^T} \omega_A^B - m\dot{d}_A^{B^T} R_A^B S(r_B) R_A^{B^T} \omega_A^B \tag{42}$$

Atalet Matrisi:

Bu doğrusal ve açısal hız vektörleri bunlar sırasıyla v ve ω tır. Kinetik enerji için atalet matrisini ifade edebilmek için ters bakışımlı matrisi bulmamız gerekir[6].

$$S(\omega) = \dot{R}R^T \tag{43}$$

R rijit cisminde oluşan atalet matrisini hesaplayabilmek için $\omega^T I \omega$ ı hesaplamak gerekir. Atalet eylemsizlik referansına göre tensör yapılandırılmasına göre değişir.

Dönüşüm matrisleri uygulanırsa

$$I = R\mathrm{I}R^T \tag{44}$$

Bu ifadeyi (x, y, z) koordinatlarına göre matris formuna dönüştürürsek

$$I = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \tag{45}$$

$$I_{xx} = \iiint (y^2 + z^2)\rho(x, y, z) dx\, dy\, dz \tag{46}$$

$$I_{yy} = \iiint (x^2 + z^2)\rho(x, y, z) dx\, dy\, dz \tag{47}$$

$$I_{zz} = \iiint (x^2 + y^2)\rho(x, y, z) dx\, dy\, dz \tag{48}$$

$$I_{xy} = I_{yx} = -\iiint xy\rho(x, y, z) dx\, dy\, dz \tag{49}$$

$$I_{xz} = I_{zx} = -\iiint xz\rho(x, y, z) dx\, dy\, dz \tag{50}$$

$$I_{yz} = I_{zy} = -\iiint yz\rho(x, y, z) dx\, dy\, dz \tag{51}$$

Atalet matrisinin köşegeni $I_{xx}$ , $I_{yy}$ ve $I_{zz}$ tir. Cismin kütle merkezi simetrik ise

$$I_{xy} = I_{xz} = I_{yx} = I_{yz} = I_{zx} = I_{zy} = 0 \tag{52}$$

olur[6].

n Linkli Bir Robotun Kinetik Enerjisi;

n link li bir manipülatörde herhangi bir link herhangi bir noktanın doğrusal ve açısal hızlarını ifade edebilir. Jakobiyen matrisi ve eklem değişkenlerinin türevi cinsinden genelleştirilmiş koordinatlar aşağıdaki gibidir. Jakobiyen matrisler $j_{\upsilon_i}$ ve $j_{\omega_i}$ dir.

$$v_i = j_{v_i}(\dot{q})\dot{q} \qquad \omega = \dot{j}_{\omega_i}(q)\dot{q} \tag{53}$$

i linkinin kütle merkezi $m_i$ ve linkin atalet matrisi i kütle merkezinin paralel koordinat etrafında $I_i$ ye eşittir. (54) numaralı denklemde yerine yazarak manipülatörün kinetik enerjisini hesaplayabiliriz. Ve hesaplanan denklem (55) tir[6].

$$\mathrm{T} = \frac{1}{2}\mathrm{m}\upsilon^{\mathrm{T}}\upsilon + \frac{1}{2}\omega^{\mathrm{T}}\mathrm{I}\omega \tag{54}$$

$$\mathrm{T} = \frac{1}{2}\dot{q}^T \sum_{i=1}^{n} [m_i J_{v_i}(q)^T J_{v_i}(q) + J_{\omega_i}(q)^T R_i(q) I_i R_i(q)^T J_{\omega_i}(q)]\dot{q} \tag{55}$$

Diğer bir ifadeyle manipülatörün kinetik enerjisi aşağıdaki gibidir.

$$\mathrm{T} = \frac{1}{2}\dot{q}^T D(q)\dot{q} \tag{56}$$

D(q) genel konfigürasyonda bir simetrik pozitif tanımlı matrise bağımlıdır. Bu matrise D atalet matrisi denir.

n Linkli Bir Robotun Potansiyel Enerjisi;

Potansiyel enerji sabit dinamik durumunda sadece yer çekimine bağlıdır. i linkli bir robotun potansiyel enerjisi tüm cismin kütlesi kütle merkezinde yoğunlaşmış gibi varsayılır.

$$V_i = g^T r_{ci} m_i \tag{57}$$

G vektörü yer çekim ivme vektörü $r_{ci}$ kütle merkezinin vektörüdür. n link li bir robotun toplam potansiyel enerjisi aşağıdaki şekildedir.

$$V = \sum_{i=1}^{n} V_i = \sum_{i=1}^{n} g^T r_{ci} m_i \qquad (58)$$

Robotun esnek olan linklerinde potansiyel enerji depolanır. Potansiyel enerji sadece genelleştirilmiş koordinatların bir fonksiyonudur[6].

Hareket Denklemleri;

Euler–Lagrange denklemini kullanarak kinetik enerji denklemini quadratik fonksiyon olarak kullanacağız.

$$T = \frac{1}{2}\sum_{i,j}^{n} d_{i,j}(q)\dot{q}_i\dot{q}_j = \frac{1}{2}\dot{q}^T D(q)\dot{q} \qquad (59)$$

n x n lik bir atalet matrisi D(q) $q \in R^n$ de simetrik pozitif tanımlı ve ikinci olarak potansiyel enerji V=V(q) $\dot{q}$ dan bağımsızdır. Bu tür bir sistem için Euler – Lagrange denklemleri aşağıdaki gibi elde edilebilir[6].

$$L = T - V = \frac{1}{2}\sum_{i,j} d_{i,j}(q)\dot{q}_i\dot{q}_j - V(q) \qquad (60)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} = \sum_j d_{kj}\dot{q}_j \qquad (61)$$

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} = \sum_i d_{kj}\ddot{q}_j + \sum_j \frac{d}{dt} d_{kj}\dot{q}_j$$

$$= \sum_j d_{kj}\ddot{q}_j + \sum_{i,j}\frac{\partial d_{kj}}{\partial q_i}\dot{q}_i\dot{q}_j \qquad (62)$$

$$\frac{\partial L}{\partial q_k} = \frac{1}{2}\sum_{i,j}\frac{\partial d_{ij}}{\partial q_k}\dot{q}_i\dot{q}_j - \frac{\partial V}{\partial q_k} \qquad (63)$$

Böylece Euler- Lagrange denklemleri yazılabilir.

$$\sum_j d_{kj}\ddot{q}_j + \sum_{i,j}\left\{\frac{\partial d_{kj}}{\partial q_i} - \frac{1}{2}\frac{\partial d_{ij}}{\partial q_k}\right\}\dot{q}_i\dot{q}_j - \frac{\partial V}{\partial q_k} = \tau_k \qquad (64)$$

Toplama sırasını değiştirip simetriden de yararlanırsak

$$\sum_{i,j}\left\{\frac{\partial d_{kj}}{\partial q_i}\right\}\dot{q}_i\dot{q}_j = \frac{1}{2}\sum_{i,j}\left\{\frac{\partial d_{kj}}{\partial q_i} + \frac{\partial d_{ki}}{\partial q_j}\right\}\dot{q}_i\dot{q}_j \qquad (65)$$

$$\sum_{i,j}\left\{\frac{\partial d_{kj}}{\partial q_i} - \frac{1}{2}\frac{\partial d_{ij}}{\partial q_k}\right\}\dot{q}_i\dot{q}_j = \sum_{i,j}\frac{1}{2}\left\{\frac{\partial d_{kj}}{\partial q_i} + \frac{\partial d_{ki}}{\partial q_j} - \frac{\partial d_{ij}}{\partial q_k}\right\}\dot{q}_i\dot{q}_j \qquad (66)$$

C ifadesi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$c_{ijk} = \frac{1}{2}\left\{\frac{\partial d_{kj}}{\partial q_i} + \frac{\partial d_{ki}}{\partial q_j} - \frac{\partial d_{ij}}{\partial q_k}\right\} \qquad (67)$$

Bu terim sabit bir k için $c_{ijk} = c_{jik}$ olur ve hesaplamalarda kolaylık sağlar. Son olarak,

$$\phi_k = \frac{\partial V}{\partial q_k} \qquad (68)$$

Euler – Lagrange denklemlerini buna uygun yazabiliriz.

$$\sum_i d_{kj}(q)\ddot{q}_j + \sum_{i,j} c_{ijk}(q)\dot{q}_i\dot{q}_j + \phi_k(q) = \tau_k$$

k=1,……..,n (69)

Yukarıdaki denklemde üç tip terim vardır. İlk olarak genelleştirilmiş koordinatların ikinci türevleri ikinci olarak kuadratik fonksiyonlar olan birinci türevlerdir katsayıları q ya ve q nun türevine bağlıdır. Bunlar ayrıca iki tip olarak adlandırılırlar. Bunlar $\dot{q}_i^2$ içeren terimler bunlara merkezkaç terimleridir. $\dot{q}_i\dot{q}_j$ lı terimlerde Coriolis terimleridir. Üçüncü olarak sadece q ya bağlıdır. Potansiyel enerji daha farklı ve sade şekilde yazılabilir. (69) da ki denklemi matris formunda yazarsak
Euler – Lagrange denklemlerinin matris formu

$$D(q)\ddot{q} + C(q,\dot{q})\dot{q} + g(q) = \tau \qquad (70)$$

k, j C(q, $\dot{q}$) matrisinin elemanı olarak tanımlanır[6].

$$c_{kj} = \sum_{i=1}^{n} c_{ijk}(q)\dot{q}_i$$

$$= \sum_{i=1}\frac{1}{2}\left\{\frac{\partial d_{kj}}{\partial q_j} + \frac{\partial d_{ki}}{\partial q_j} - \frac{\partial d_{ij}}{\partial q_k}\right\}\dot{q}_i \qquad (71)$$

Özel durum olarak atalet matrisi diagonal matris ve q dan bağımsız ise denklem den $d_{ij}$ sabit olduğundan c sembolü sıfırdır. Ayrıca k = j iken $d_{kj}$ sıfırdan farklıdır.

$$d_{kk}\ddot{q} - \phi_k(q) = \tau_k$$

k=1,……..,n (72)

Bu projede hazırlanan fizyoterabotun dinamik denklemleri Matlab programı kullanılarak hesaplanmıştır[7].

$$\tau_1 = \dot{\theta}_1\dot{\theta}_2(m_3(l_2+lc_3)^2+lc_1^2m_1+2lc_2^2m_2+lc_3^2m_3) + \frac{\dot{\theta}_1\dot{\theta}_3(m_3(l_2+lc_3)^2+lc_1^2m_1+2lc_2^2m_2+lc_3^2m_3)-v_1)}{m_3l_2^2+2m_3l_2lc_3+m_1lc_1^2+2m_2lc_2^2+2m_3lc_3^2} \quad (73)$$

$$\begin{aligned}\tau_2 = &-(2\dot{\theta}_3^2(lc_3m_3(l_2+2lc_3))-2v_2+2\dot{\theta}_1\dot{\theta}_3(lc_3m_3(l_2+2lc_3))\\ &+2\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2(m_3(l_2+lc_3)^2+2lc_2m_2+lc_3^2m_3\\ &+2\dot{\theta}_2\dot{\theta}_3(m_3(l_2+lc_3)^2+2lc_2^2m_2+lc_3^2m_3)\\ &+4\ddot{\theta}_3lc_3^2m_3+2\ddot{\theta}_3l_2lc_3m_3-2gl_2m_3\cos(\theta_2)-2glc_2m_2\cos(\theta_2)\\ &-2glc_3m_3\cos(\theta_2)+\dot{\theta}_1^2l_2^2m_3\sin(2\theta_2)+\dot{\theta}_1^2lc_2^2m_2\sin(2\theta_2)\\ &+2\dot{\theta}_1^2lc_2^2m_2\sin(4\theta_2)+2\dot{\theta}_1^2lc_3^2m_3\sin(2\theta_2)\\ &+2\dot{\theta}_1^2l_2lc_3m_3\sin(2\theta_2))/(2m_3l_2^2+4m_3l_2lc_3+4m_2lc_2^2+4m_3lc_3^2)\end{aligned} \quad (74)$$

$$\begin{aligned}\tau_3 = &v_3-\dot{\theta}_2^2(lc_3m_3(2lc_3+l_2\cos(\theta_3))+l_2\cos(\theta_3))\\ &+\dot{\theta}_1\dot{\theta}_3(2lc_3^2m_3)+\dot{\theta}_2\dot{\theta}_3(2lc_3^2m_3)\\ &+\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2(lc_3m_3(2lc_3+l_2\cos(\theta_3))+2\ddot{\theta}_2lc_3^2m_3-glc_3m_3\cos(\theta_3)\\ &+\dot{\theta}_1^2lc_3^2m_3\sin(4\theta_3)+\dot{\theta}_1^2lc_3^2m_3\cos(\theta_3)\sin(\theta_3)+\dot{\theta}_1^2l_2lc_3m_3\sin(\theta_3)\\ &+\dot{\theta}_2^2l_2lc_3m_3\sin(\theta_3)+\frac{\ddot{\theta}_2l_2lc_3m_3\cos(\theta_3)}{2lc_3^2m_3}\end{aligned} \quad (75)$$

## 6. SONUÇ

Sonuç olarak fizyoterabotun tasarımı için gerekli olan hareket denklemi kinematik ve dinamik analiz yapılarak elde edilmiştir. Elde edilen hareket denklemleri ile sistemdeki tahrik elemanların uygulaması gereken tork değerleri, değişkenlere bağlı fonksiyonları oluşturulmuştur. Bir sonraki çalışmamızda geleneksel kontrol metotlarını uygulayarak sistem performansı hakkında önemli analizler yapılacaktır.

## 7. KAYNAKLAR


1. Akdoğan E, 2007 Rehabilitasyon Amaçlı Bir Robot Manipülatörünün Tasarımı, Üretimi ve Zeki Kontrolü , Doktora Tezi, Marmara Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
2. Asada, H., Asari, Y.: "Direct Teaching of Tool manipulation Skills Via The Impedance Identification of Human Motions", *IEEE ICRA88*, (1988) 1269-1274.
3. Cole T., Tobis J. (Çeviri: Koçyiğit F., Koçyiğit H., Cüreklibatır F.): "Kas ve İskelet Sistemi Fonksiyonlearının Ölçülmesi", *Çeviri Doküman*, 13-23.
4. Fukuda, O.; Tsuji, T.; Kaneko, M.; Otsuka, A.: "A Human Assisting Manipulator Teleoperated By Emg Signals And Arm Motions", *IEEE TRANS ON ROBOTICS AND AUTOMATION*, VOL19, NO:2, (2003).
5. Alli, H., "Robotik Ders Notları" (2010) 33-35
6. Okada, S.; Sakaki, T.; et. al.: " TEM: A Therapeutic Exercise Machine For The Lower Extremities Of Spastic Patient", *Advanced Robotics*, Vol.14, No:7, (2000) 597-606.
7. KILIÇERKAN, E., 2013 Bir Fizyoterabotun Dinamiği ve Kontrolü , Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ. 32-46


## 8. SEMBOLLER

| Sembol | Açıklama |
|---|---|
| D | Sönüm Katsayı Matrisi |
| L | Lagrange Denklemi |
| g | Yerçekim ivmesi |
| h | Coriolis, merkezkaç kuvvetleri |
| If | Ayak atalet momenti |
| Is | Diz ile ayak arası (baldır) atalet momenti |
| $I_G$ | Kütle merkezi atalet momenti |
| $I_i$ | i. linkin atalet momenti (kütle merkezine göre) |
| J | Jakobiyen matrisi |
| mh | İnsan kütlesi |
| K | Kinetik Enerji |
| V | Potansiyel Enerji |
| m | Kütle |
| mi | i. Linkin kütlesi |
| n | Serbestlik derecesi |
| q | Eklem açısı yer değiştirmesi |
| ri | i. parçanın kütle merkezi |
| ra | Ayak kütle merkezinin dönme merkezine uzaklığı |
| $\theta_i$ | i Ekleminin açısı |
| $\dot{\theta}_i$ | i Ekleminin açısal hızı |
| $\tau$ | Eklem torku matrisi |

# BİR FİZYOTERABOT'UN PID DENETİMİ

Efraim KILIÇERKAN*, Sertaç Emre KARA*, Servet SOYGÜDER*, Hasan ALLİ*

(*)Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü ELAZIĞ

ekilicerkan@gmail.com, sekara@firat.edu.tr, ssoyguder@firat.edu.tr, halli@firat.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada bir fizyoterabot'un dinamik analizi esas alınarak Orantısal-Integral-Türevsel (PID) denetim algoritması gerçekleştirilmiştir. Sistemin denetimi için bilgi ve kural tabanlı çalışan, denetim algoritma teknikleri ile desteklenmiş bir denetim yapısı geliştirilmiştir. Denetim tekniği olarak rehabilitasyon amaçlı robotlar için en elverişli denetim tekniği olarak kabul edilen tahrik motorlarına verilen değişken akım esasına dayalı denetim yöntemi ile PID denetimi ile açısal konum, açısal hız ve tork denetimleri yapılmıştır. Fizyoterabotun PID denetimi algoritması Matlab Smulink' de oluşturulmuş olup simülasyon sonuçları grafiksel olarak elde edilmiştir. Bu çalışmada hedefimiz robotun imalatını gerçekleştirebilmek için motor seçimi yapmak ve robot açısal konumunun istenildiği noktaya en az hata ile ulaşmasını sağlamaktır.

**Anahtar Kelimeler**: Fizyoterabot, Rehabilitasyon Robotları, PID Denetimi

## PID CONTROL OF A FİZYOTERABOTS

## ABSTRACT

In this study, Proportional-Integral-Derivative (PID) control algorithm of an Physiotherabot is apllied based on dynamic analysis. Control algorithm techniques working with information and rule-based system has been created. PID control has been used for angular displacement, velocity and torque which is based on variable current flows through motors of the robot that is generally used in conventional control theory. PID control algorithm of Physiotherabot is created in Matlab Smulink. Angular position, angular velocity and torque results have been obtained. In this study we carry out the manufacture of the robot and the robot's angular position of the motor to make the choice at any point is to reach with least error.

**Keywords:** Physiotherabot, Rehabilitation Robots, PID Control

## 1. GİRİŞ

Bu projede, ortaya konan problem çerçevesinde, fiziksel olarak problemli hastaların veya sporcuların rehabilitasyon sürecinde fizyoterapistlere yardımcı olacak fizyoterapistler tarafından yaptırılan egzersiz hareketlerini gerçekleştirebilen, diz ve kalça rehabilitasyonuna yönelik, farklı uzuv uzunluklarına göre ayarlanabilen, yazılım ve donanım açısından güvenlik kontrollü bir robot manipülatörün tasarım ve kontrolü amaçlanmıştır.

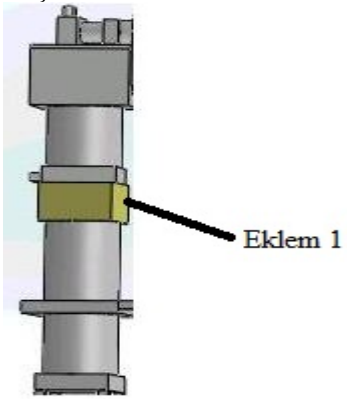
Fizyoterapist aynı anda tek bir hastayı tedavi edebilir. Ancak bu sistem sayesinde bir fizyoterapistin gözetiminde birden fazla sistem aynı anda çalıştırılarak daha fazla hastaya hizmet verebilir.

Sistem mekanizması üç serbestlik dereceli olup, farklı uzuv uzunlukları için ayarlanabilmekte, diz ve kalça için fleksiyon-ekstansiyon, abduksiyon-adduksiyon hareketlerini gerçekleştirebilmektedir. Diz eklemi pantograf yapıda olup tüm motorlar tabana yerleştirildiğinden motor ağırlıklarının sistem dinamiklerine etkisi yoktur. Sistem güvenliği ve donanım ve yazılım kontrollü olarak sağlanmaktadır[1].

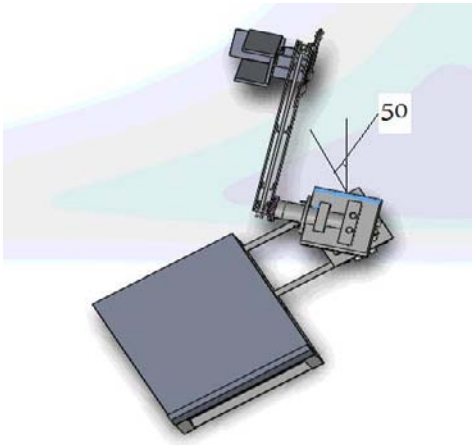
Tasarım için gerekli olan hareket denklemlerini Dinamik analiz ile elde ettikten sonra Matlab Smulink ile PID Denetim uygulayarak sistemin kararlı olması ve istenilen aralıkda çalışması sağlanmıştır.

## 2.FİZYOTERABOT'UN PID İLE DENETİMİ

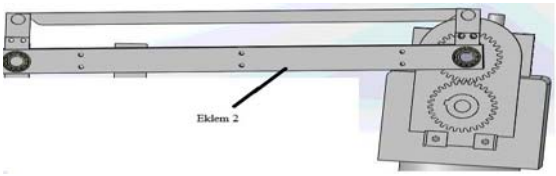
Fizyoterabotun PID denetimi Eklem1, Eklem2 ve Eklem3 için aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.



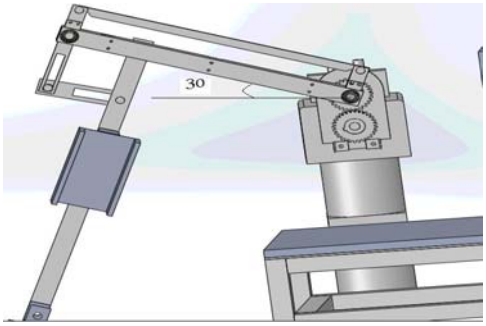

Şekil 1 Eklem 1 Üç boyutlu katı modeli



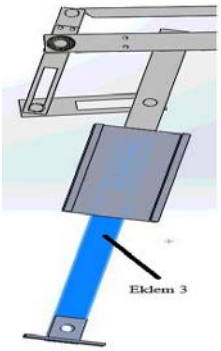

Şekil 2 Eklem 1 Açısal Hareketin Üç boyutlu katı model görünümü



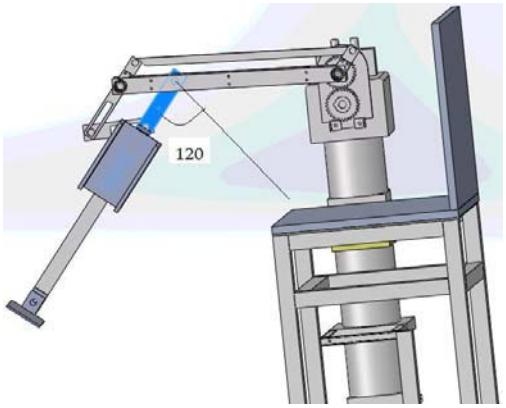

Şekil 3 Eklem 2 Üç boyutlu katı modeli



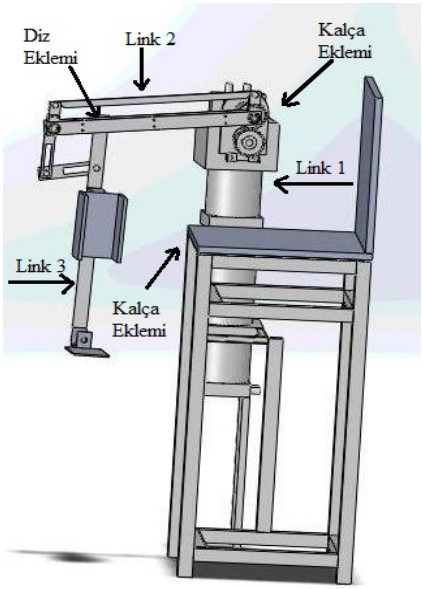

Şekil 4 Eklem 2 Açısal Hareketin Üç boyutlu katı model görünümü




Şekil 3 Eklem 3 Üç boyutlu katı modeli




Şekil 5 Eklem 3 Açısal Hareketin Üç boyutlu katı model görünümü




Şekil 6 Fizyoterabotun 3 boyutlu Katı Modeli

Fizyoterabotun dinamik analiz sonucu elde edilen dinamik denklemleri aşağıdaki gibidir.[2]

$$\tau_1 = \dot{\theta}_1\dot{\theta}_2(m_3(l_2+lc_3)^2 + lc_1^2m_1 + 2lc_2^2m_2 + lc_3^2m_3) + \frac{\dot{\theta}_1\dot{\theta}_3(m_3(l_2+lc_3)^2 + lc_1^2m_1 + 2lc_2^2m_2 + lc_3^2m_3) - v_1)}{m_3l_2^2 + 2m_3l_2lc_3 + m_1lc_1^2 + 2m_2lc_2^2 + 2m_3lc_3^2} \quad (1)$$

$$\tau_2 = -(2\dot{\theta}_3^2(lc_3m_3(l_2+2lc_3)) - 2v_2 + 2\dot{\theta}_1\dot{\theta}_3(lc_3m_3(l_2+2lc_3)) + 2\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2(m_3(l_2+lc_3)^2 + 2lc_2m_2 + lc_3^2m_3 + 2\dot{\theta}_2\dot{\theta}_3(m_3(l_2+lc_3)^2 + 2lc_2^2m_2 + lc_3^2m_3) + 4\ddot{\theta}_3lc_3^2m_3 + 2\ddot{\theta}_3l_2lc_3m_3 - 2gl_2m_3\cos(\theta_2) - 2glc_2m_2\cos(\theta_2) - 2glc_3m_3\cos(\theta_2) + \dot{\theta}_1^2l_2^2m_3\sin(2\theta_2) + \dot{\theta}_1^2lc_2^2m_2\sin(2\theta_2) + 2\dot{\theta}_1^2lc_2^2m_2\sin(4\theta_2) + 2\dot{\theta}_1^2lc_3^2m_3\sin(2\theta_2) + 2\dot{\theta}_1^2l_2lc_3m_3\sin(2\theta_2)) / (2m_3l_2^2 + 4m_3l_2lc_3 + 4m_2lc_2^2 + 4m_3lc_3^2) \quad (2)$$

$$\tau_3 = v_3 - \dot{\theta}_2^2(lc_3m_3(2lc_3 + l_2\cos(\theta_3)) + l_2\cos(\theta_3)) + \dot{\theta}_1\dot{\theta}_3(2lc_3^2m_3) + \dot{\theta}_2\dot{\theta}_3(2lc_3^2m_3) + \dot{\theta}_1\dot{\theta}_2(lc_3m_3(2lc_3 + l_2\cos(\theta_3)) + 2\ddot{\theta}_2lc_3^2m_3 - glc_3m_3\cos(\theta_3) + \dot{\theta}_1^2lc_3^2m_3\sin(4\theta_3) + \dot{\theta}_1^2lc_3^2m_3\cos(\theta_3)\sin(\theta_3) + \dot{\theta}_1^2l_2lc_3m_3\sin(\theta_3) + \dot{\theta}_2^2l_2lc_3m_3\sin(\theta_3) + \frac{\ddot{\theta}_2l_2lc_3m_3\cos(\theta_3)}{2lc_3^2m_3} \quad (3)$$

Elde edilen dinamik denklemlerdeki θ açı , $\dot{\theta}$ açısal hızı, $\ddot{\theta}$ açısal ivmeyi göstermektedir.[2]

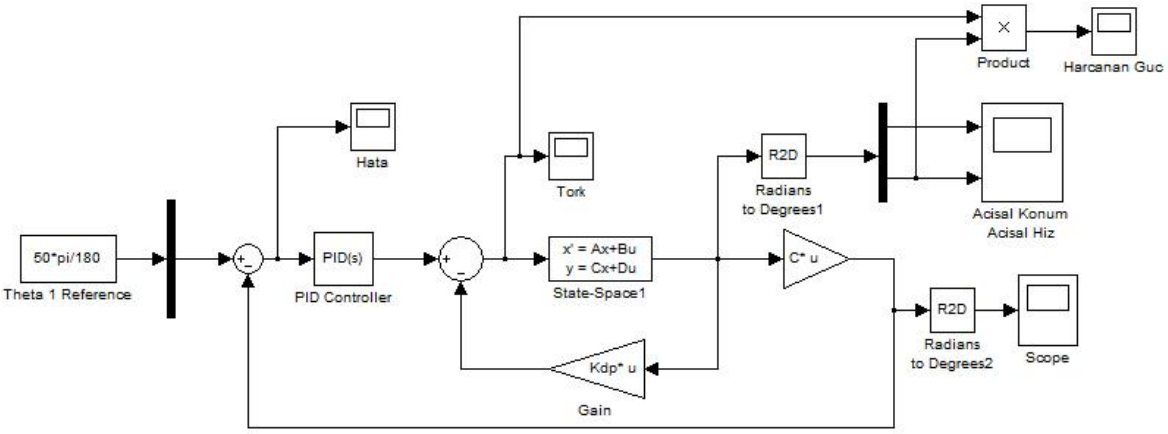
Fizyoterabotun tüm eklemleri için PID katsayıları hata yanılma şeklinde bulunmuştur. Kp=2, Ki=3, Kd=0.1, N=100 olarak seçilmiştir.[2]

Fizyoterabotun fiziksel özellikleri l1=0.4m, m1=2kg, lc1=0.2m, l2=0.6m, m2=3kg, lc2=0.3m, l3=0.5m, m3=2.5kg, lc3=0.25m dir.[2]

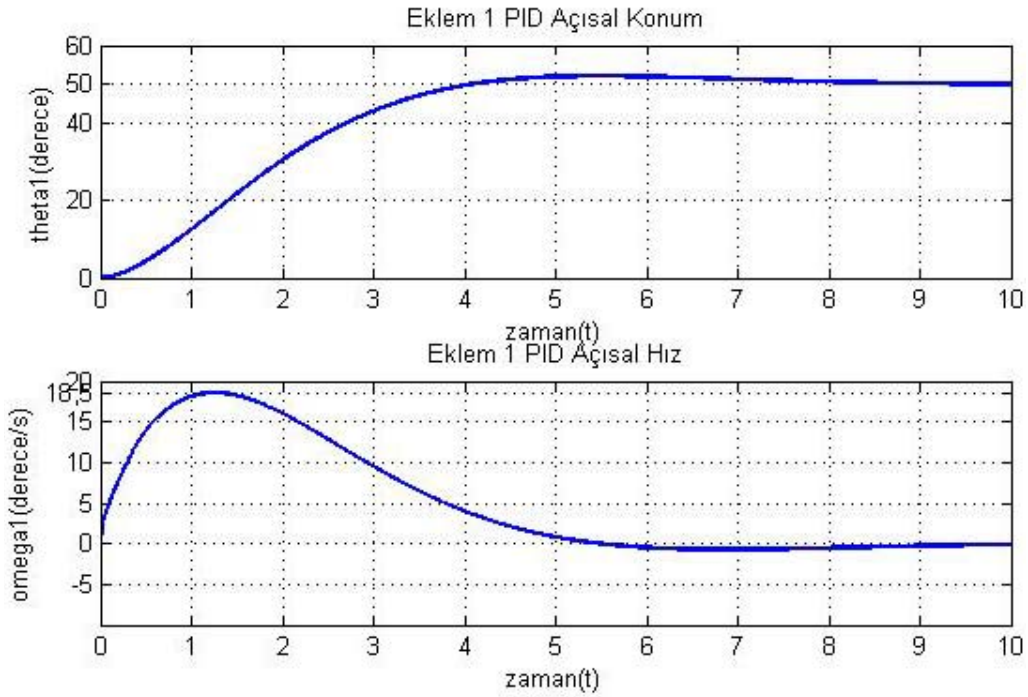
Fizyoterabotun Eklem 1 için PID blok diyagramı Şekil 7 de verilmiştir. Eklem 1 için açısal Konum $50^0$ ve açısal Hızında 18.5 derece/s olarak tasarlanmıştır. Şekil 8 de ise Eklem 1 için açısal Konum ve açısal hızın istenilen değerlere ulaştığı gösterilmiştir. Şekil 9 da ise Eklem 1 için PID denetiminde oluşan hata grafiği gösterilmiştir. Şekil 10 da Eklem 1 için gerekli olan tork ve Şekil 11 de de Eklem 1 de harcanan güç gösterilmiştir.

Şekil 12 de Eklem 2 için PID blok diyagramı verilmiştir. Eklem 2 için istenilen açısal konum değeri $30^0$, açısal hız değeri ise 10 derece/s olarak tasarım yapılmıştır ve şekil 13 de Eklem 2 nin açısal konum ve açısal hızının arzu edilen değere ulaştığını görebiliriz. Şekil 14 de ise Eklem 2 için PID denetiminde oluşan hata grafiği gösterilmiştir. Şekil 15 de Eklem 2 için gerekli olan tork ve Şekil 16 da Eklem 2 de harcanan güç gösterilmiştir. Fizyoterabotun Eklem 3 için PID blok diyagramı Şekil 17 de verilmiştir. Eklem 3 için açısal Konum $120^0$ ve açısal Hızında 69 derece/s olarak tasarlanmıştır. Şekil 18 de ise Eklem 3 için açısal Konum ve açısal hızın istenilen değerlere ulaştığı gösterilmiştir. Şekil 19 da ise Eklem 3 için PID denetiminde oluşan hata grafiği gösterilmiştir. Şekil 20 de Eklem 3 için gerekli olan tork ve Şekil 21 de Eklem 3 de harcanan güç gösterilmiştir. [3]

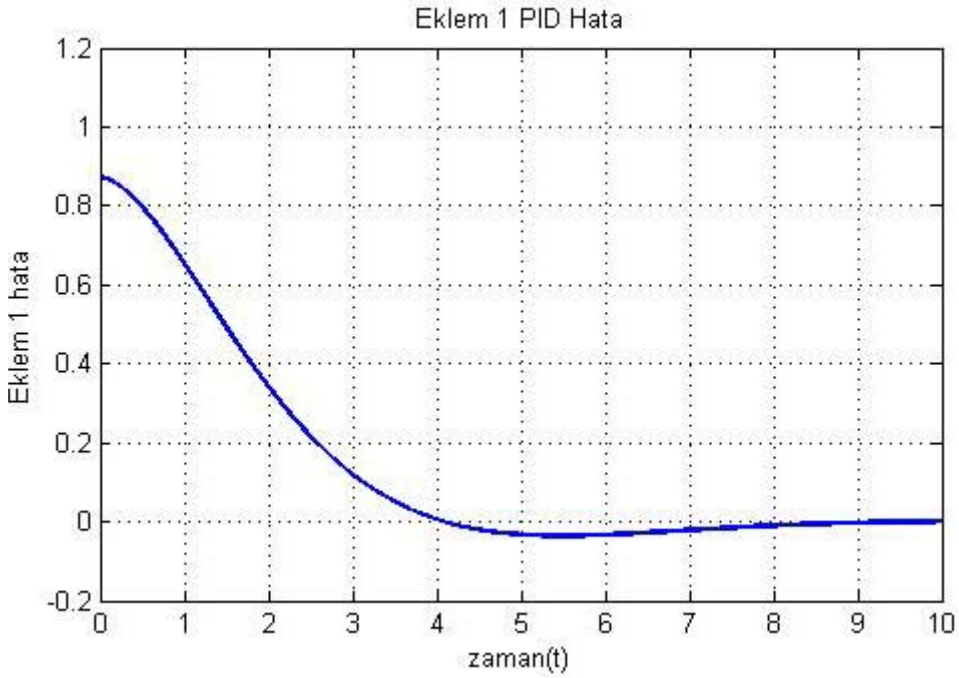
Fizyoterabotun PID Denetim sonuçlarını daha iyileştirebilmek için robota Bulanık Mantık Denetimi uygulanmıştır. Sonuçlar karşılaştırıldığında Bulanık Mantık Denetiminin daha avantajlı olduğu tespit edilmiştir.[4]



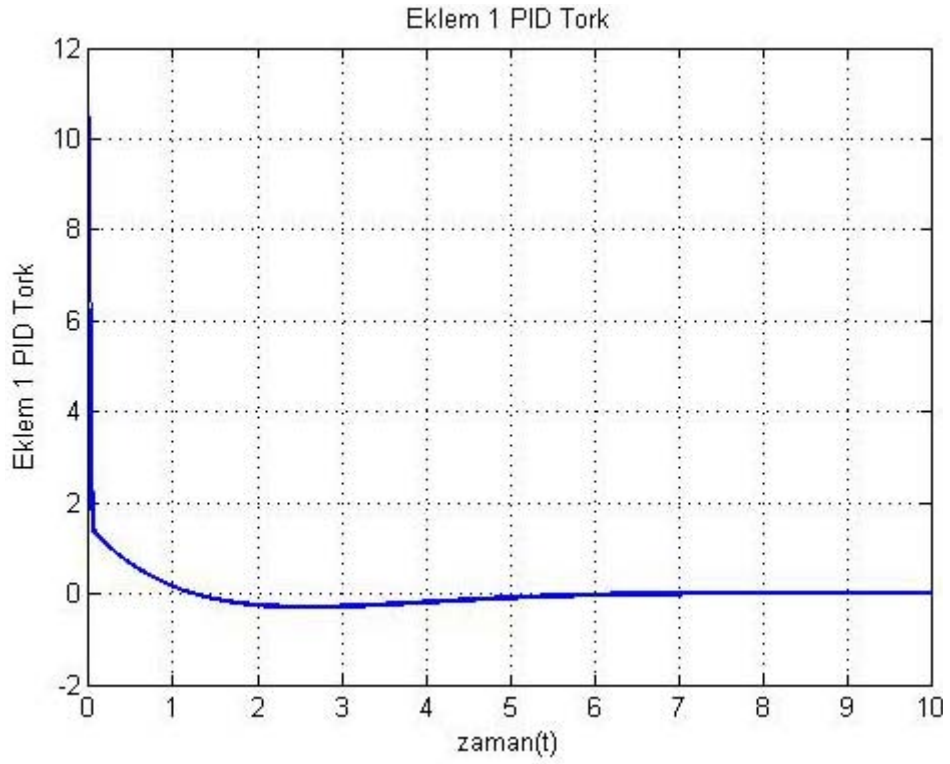

Şekil 7 Eklem 1 için PID blok diyagramı



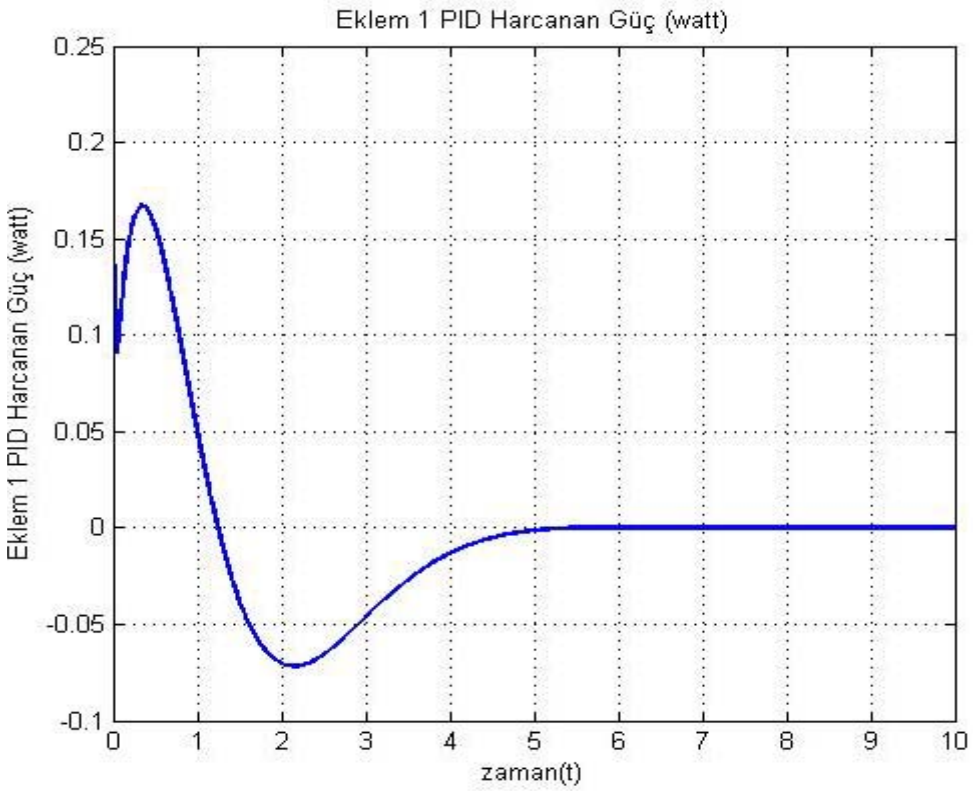

Şekil 8 Eklem1 PID Açısal Konum – Açısal Hız



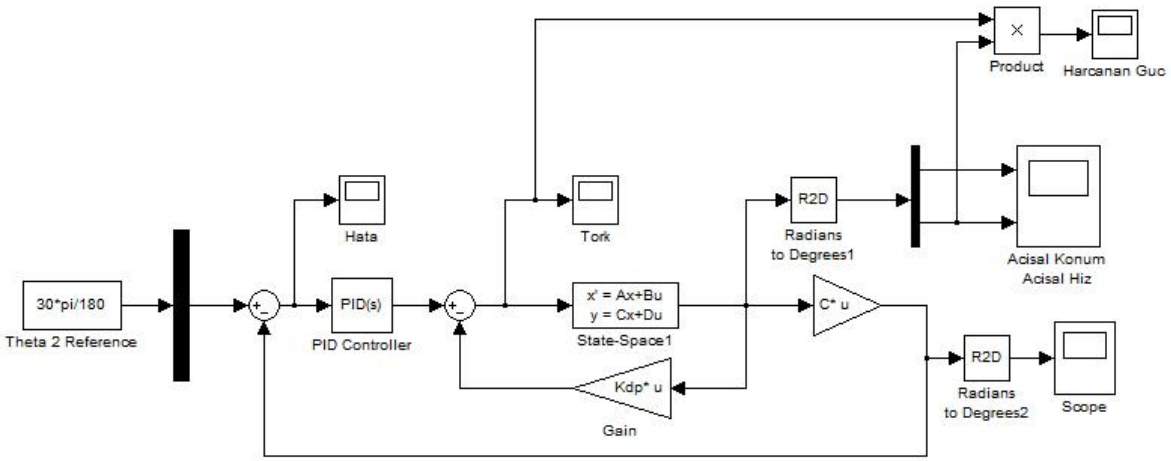

Şekil 9 Eklem1 PID Hata



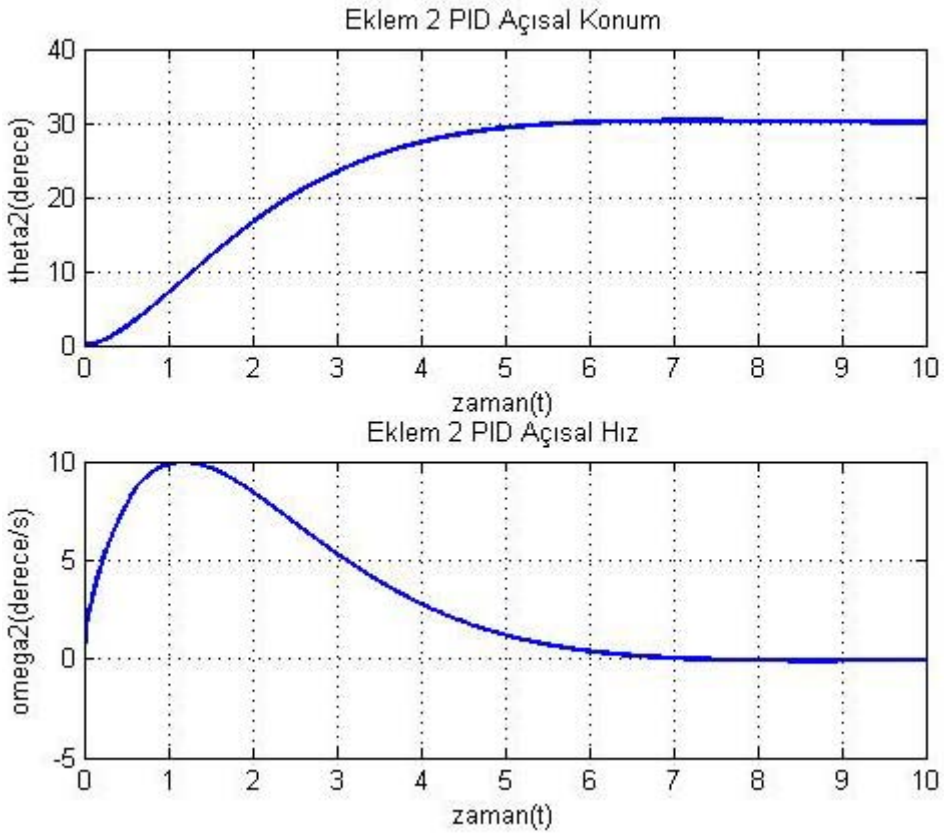

Şekil 10 Eklem 1 PID Tork (Nm)



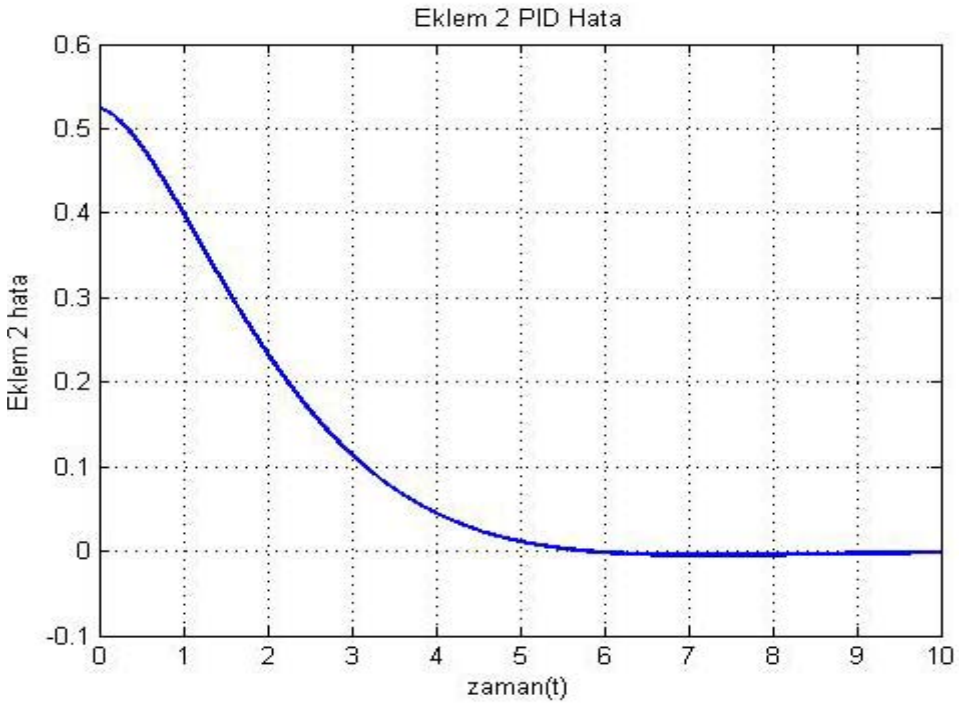

Şekil 11 Eklem 1 PID Harcanan Güç (watt)



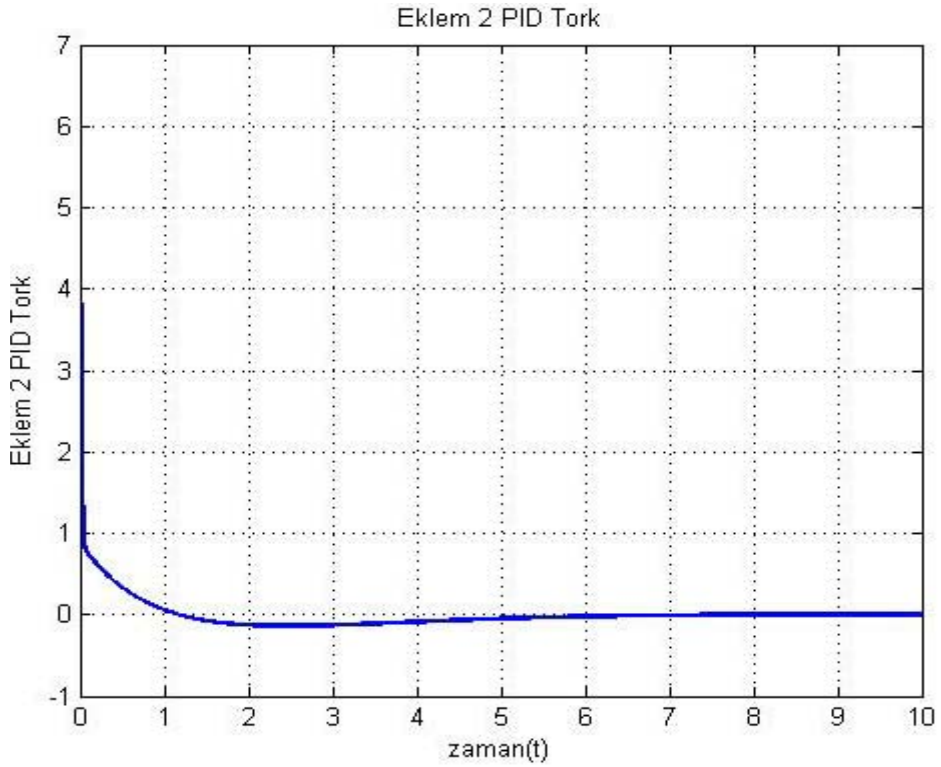

Şekil 12 Eklem 2 için PID blok diyagramı



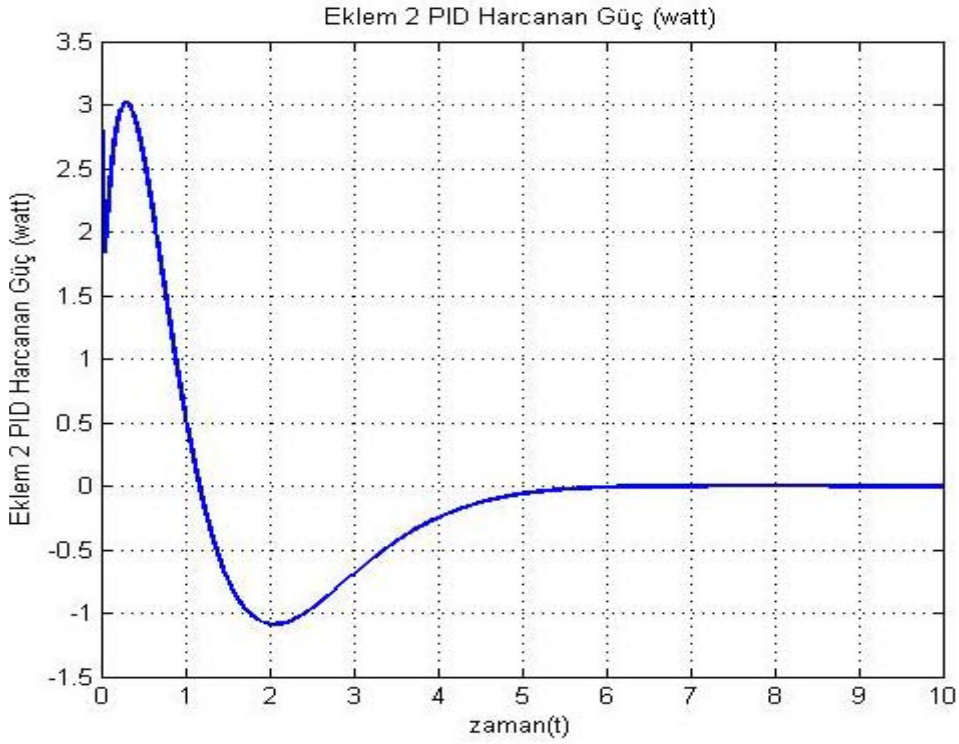

Şekil 13 Eklem 2 PID Açısal Konum – Açısal Hız



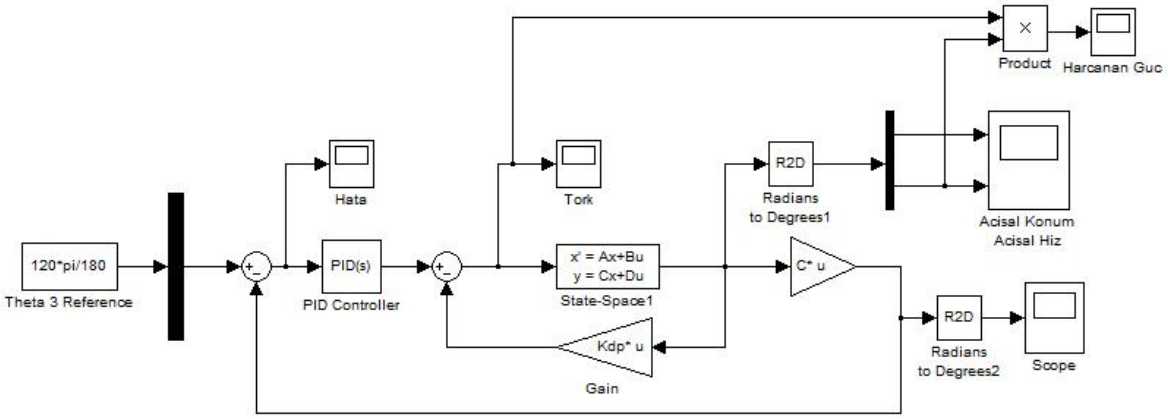

Şekil 14 Eklem 2 PID Hata



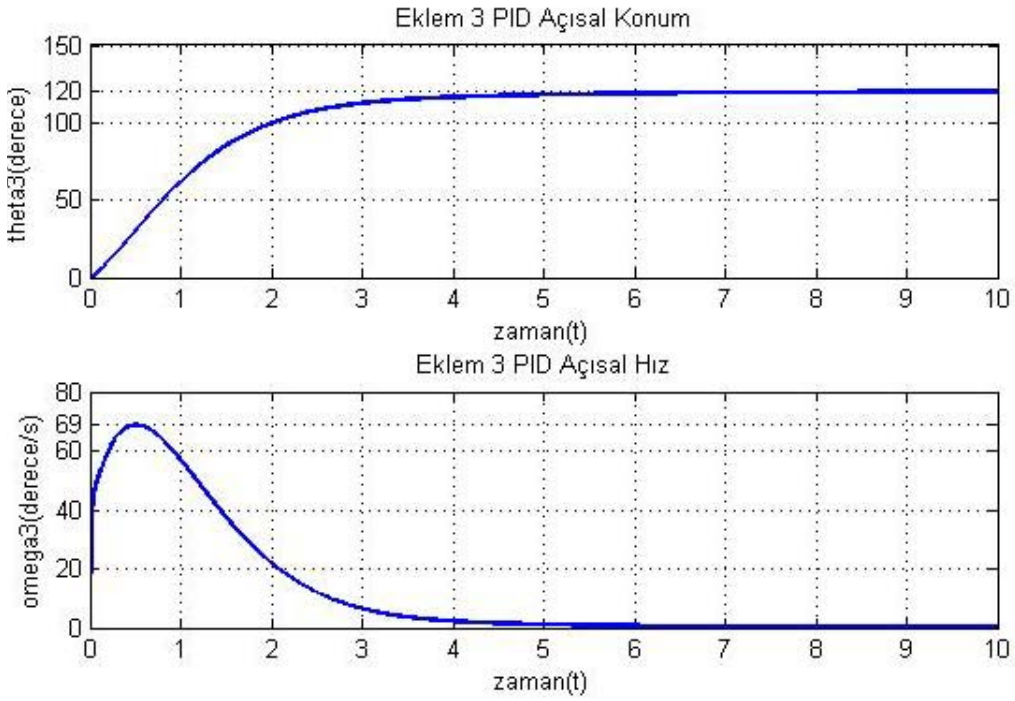

Şekil 15 Eklem 2 PID Tork (Nm)



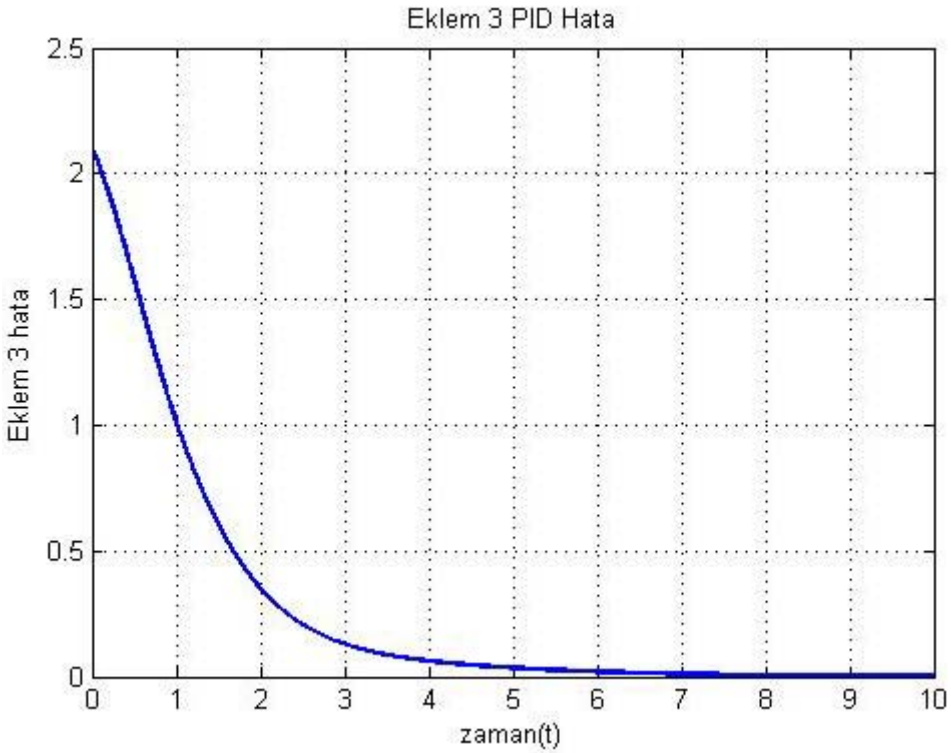

Şekil 16 Eklem 2 PID Harcanan Güç (watt)



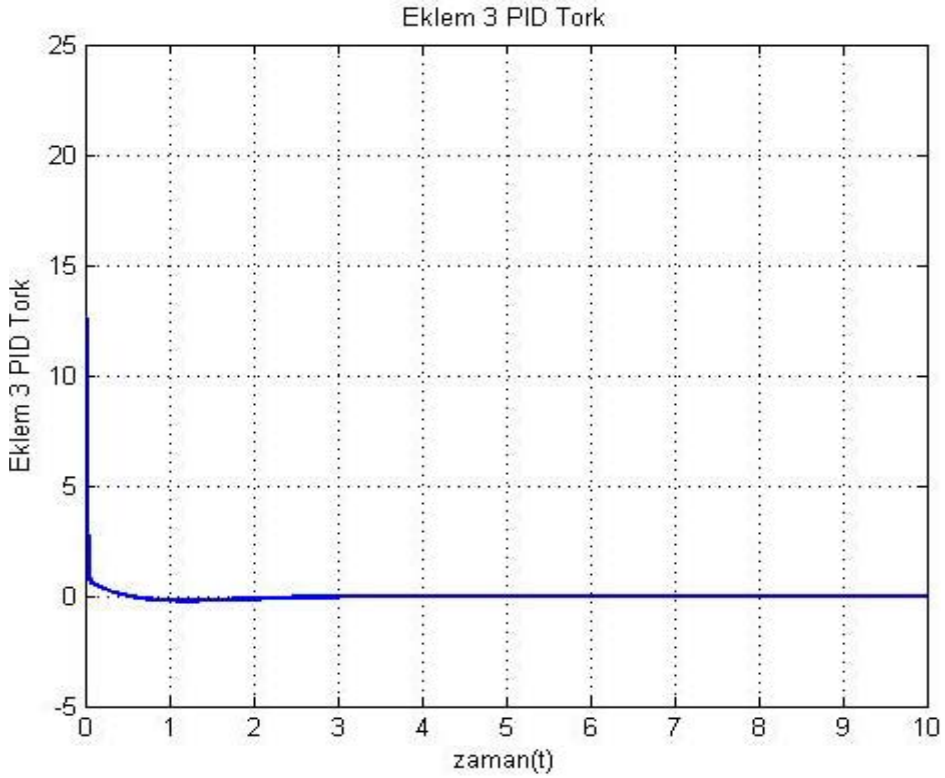

Şekil 17 Eklem 3 için PID blok diyagramı



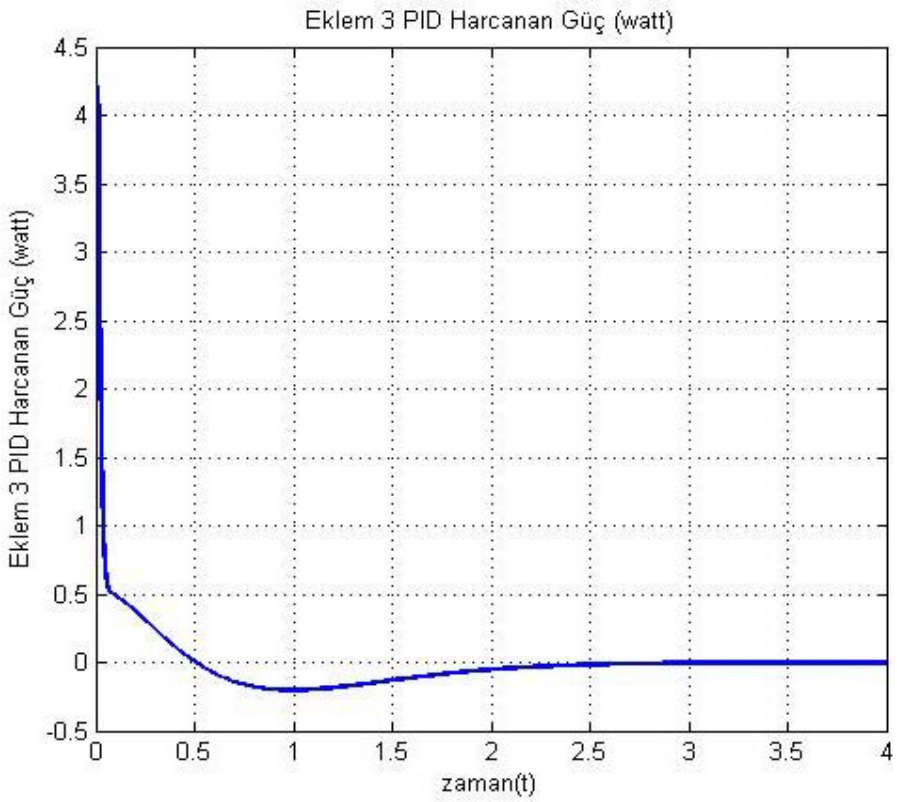

Şekil 18 Eklem 3 PID Açısal Konum – Açısal Hız




Şekil 19 Eklem 3 PID Hata




Şekil 20 Eklem 3 PID Tork (Nm)




Şekil 21 Eklem 3 PID Harcanan Güç (watt)

## 3. SONUÇ

Bu çalışmada, fiziksel olarak problemli hastaların veya sporcuların rehabilitasyon sürecinde fizyoterapistlere yardımcı olacak fizyoterapistler tarafından yaptırılan egzersiz hareketlerini gerçekleştirebilen, diz ve kalça rehabilitasyonuna yönelik, farklı uzuv uzunluklarına göre ayarlanabilen, yazılım ve donanım açısından güvenlik kontrollü bir robot manipülatörün tasarım ve kontrolü yapılmıştır. Fizyoterabotun hareket denklemlerini Matlab Smulink de PID denetim algoritması oluşturulup Eklem1, Eklem2, ve Eklem 3 uzuvları için açısal konum, açısal hız, hata, tork ve harcanan güç değerleri ve grafikleri elde edilmiştir. Grafik sonuçları irdelendiğinde istenilen değerlere hata payı haricinde ulaşabildiği gözlenmektedir. Yapılan tasarımın insan fizyolojisine uygun olduğu ve istenilen tüm hareketleri yapabilme kabiliyetine sahip olduğu gözlemlenmiştir.

## 4. KAYNAKLAR

1. Akdoğan E, 2007 Rehabilitasyon Amaçlı Bir Robot Manipülatörünün Tasarımı, Üretimi ve Zeki Kontrolü , Doktora Tezi, Marmara Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, İstanbul. 19-23
2. KILIÇERKAN, E., 2013 UMTS Bir Fizyoterabotun Kinematik ve Dinamik Analizi, Erzurum.
3. KILIÇERKAN, E., 2013 Bir Fizyoterabotun Dinamiği ve Kontrolü , Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ. 47-57
4. KILIÇERKAN, E., 2013 TOK Bir Fizyoterabotun Bulanık Mantık ile Denetimi, Malatya.
5. SOYGÜDER, S., 2007 UMTS Bir Hvac Sisteminin Fuzzy-PD Tipi Denetimi ve Sayısal Benzetimi, Sivas.

## 5. SEMBOLLER

| Sembol | Açıklama |
|---|---|
| PID | Orantısal, Integral ve Türevsel Kontrol |
| e | Hata |
| Kd | Türev katsayısı |
| Ki | İntegral katsayısı |
| Kp | Orantısal Kontrol katsayısı |
| N | Filtre Katsayısı |

# TALAŞLI İMALAT SÜREÇLERİNİN KARARLILIĞI VE TAKIM TEZGAH DİNAMİĞİ

Alptunç ÇOMAK[1], Recep KOCA[1], Emre Özlü[2], Orkun ÖZŞAHİN[3], Erdem ÖZTÜRK[4], Taner TUNÇ[2], Emre UYSAL[1], Erhan BUDAK[1], H. Nevzat ÖZGÜVEN[3]

[1] Sabancı Üniversitesi, Üretim Araştırma Laboratuvarı 34956, İSTANBUL
[2] Maxima Üretim AR-GE Ltd. GOSB TeknoPark, Gebze, KOCAELİ
[3] Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü 06531, ANKARA
[4] AMRC with Boeing, Sheffield Üniversitesi, Birleşik Krallık

**Sorumlu yazar:** Erhan BUDAK, ebudak@sabanciuniv.edu

## ÖZET

Talaşlı imalat, imalat sanayiinde en yaygın kullanılan üretim yöntemlerinin başında gelmektedir. Diğer endüstriyel işlemlerde olduğu gibi, amaç en hızlı ve en ekonomik biçimde gereken kalitedeki üretimi gerçekleştirmektir. Son yıllarda artmaya devam eden yüksek iş mili devirleri ve hassasiyet sağlayan tezgahlar sayesinde üretim kapasitelerinde de önemli artışlar mümkün hale gelmiştir. Ancak başta tırlama tipi titreşimler nedeniyle, süreçte meydana gelen bazı sorunlar üretim kapasitelerinin verimli olarak kullanılmasını engellemektedir. Tırlama olarak adlandırılan kendinden kaynaklı titreşimler; işlenen yüzeyi, takımı ve tezgahı olumsuz etkilediği için kaçınılması gereken bir durumdur. Endüstriyel uygulamalarda genel olarak kullanılan deneme yanılma metodu yerine kararlılık diyagramları gibi bilimsel tabanlı yöntemler kullanılarak tırlama tipi titreşimlerden kaçınılabilinir. Sistemin kesici takım ucundan frekans tepki fonksiyonu (FTF) şeklinde alınan sistemin dinamiği bilgisi, kararlılık diyagramlarının elde edilmesinde ve aynı zamanda tezgah kararlılığının belirlenmesinde gerekli temel kaynaktır. Bu bildiride, çeşitli talaşlı imalat süreçleri sırasında karşılaşılan tırlama tipi titreşimleri etkileyen parametreler üzerine yapılan çalışmalar anlatılmış ve bu tip titreşimleri saptamak için geliştirilen matematik modeller ile deneysel çalışmalar sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Tırlama, tezgah dinamiği, kararlılık diyagramları

## MACHINING PROCESS STABILITY AND MACHINE TOOL DYNAMICS

## ABSTRACT

Machining is one of the most common production methods in manufacturing industry. Similar to the other industrial applications, the main goal is to achieve the fastest and most economical production with desired quality. An increase in potential production capacity was observed in the recent years due to advancements in machine tools that offer high precision and spindle speed. However, various process related problems such as chatter vibrations prevent the production capacities to be used in an efficient way. Self-excited vibrations named as chatter which cause negative effects on machined surfaces, tools and machine tools should be avoided whenever possible. In order to achieve this, scientific methods such as stability diagrams can be utilized instead of trial and errors. Frequency response function (FRF) of the system obtained at the tool point is needed to determine stability diagrams for chatter stability. In this work, parameters effecting chatter vibrations are presented together with methods to avoid them where experimental results are also provided.

**Keywords:** Chatter, machine tool dynamics, stability diagrams

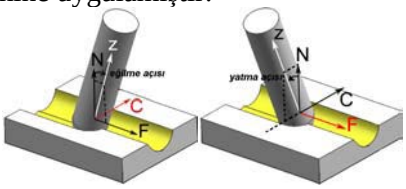
## 1. GİRİŞ

Tırlama titreşimleri talaşlı imalat süreçlerinde karşılaşılan en büyük sorunlardan bir tanesidir. Tırlama titreşimleri sonucunda takıma gelen yüksek dinamik kuvvetler sonucu oluşan kabul edilemez derecedeki yüzey pürüzlülüğü, hem tezgah hem de ürün kalitesi açısından istenmeyen sonuçlara yol açmaktadır. Bu çalışmada farklı bir çok talaşlı imalat süreçlerinde karşılan tırlama titreşimlerinin üstünde durulmuştur. Sırasıyla 5 eksen frezeleme operasyonlarında karşılaşılan tırlama sorunu ve çözümlerine yer verilmiş olup, ardından süreç sönümlemesi titreşimlerine yer verilmiştir. Ardından eş zamanlı talaşlı imalat operasyonlarından olan paralel tornalama ve frezeleme süreçlerinde tırlama titreşiminin analitik olarak çözümlenmesi ve etki eden parametreler gösterilmiştir. Takım geometrisinin ve özel frezeleme takımlarının süreç dinamiği ve tırlama titreşimlerine olan etkileri gösterilmiş olup daha sonra takım tezgahı ve parça dinamiğinin tırlamaya olan etkileri incelenmiştir.

## 2. 5-Eksen Frezeleme Süreç Kararlılığı

5 eksen frezeleme, 3 eksen frezelemeye ek olarak gelen iki ek döner eksen yardımıyla daha karmaşık parçaların işlenmesini sağlar. İş parçasının tüm yüzeylerinin işlenebilmesi ile katma değeri olmayan parça sökme ve tekrar bağlama süreçleri ortadan kaldırılır.

5-eksen frezelemenin kararlılığı konusunda sınırlı sayıda çalışma yapılmıştır. Öztürk ve Budak [1] tekli frekans yöntemini kullanarak 5-eksen frezelemenin kararlılığını formüle etmişlerdir. Daha sonra çoklu frekans etkilerini de hesaba katmak için çoklu frekans yöntemini 5-eksen frezelemeye uygulamışlardır [1] Bu süreçlerde kullanılan küresel uçlu takım geometrisi nedeniyle, çoklu frekansların kararlılık limitlerini önemli ölçüde değiştirmediğini göstermişlerdir [1] Budak ve diğerleri [2] geliştirilen bu modellerin sonuçlarını bir türbin kanadının üretimine uygulamıştır.



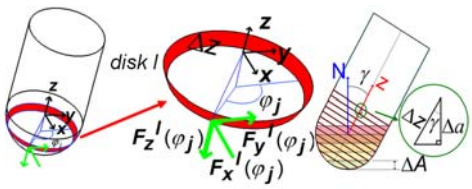

Şekil 1. Eğilme ve yatma açıları

5-eksen frezelemede eğilme ve yatma açıları kesici takımın yüzey normaline göre doğrultusunu belirler. Eğilme açısı, kesici takımın yüzey normaline (N) göre C ekseni etrafındaki açısal dönüşüdür. Yatma açısı ise kesici takımın yüzey normaline (N) göre F ekseni etrafındaki açısal dönüşünü ifade eder (Şekil 1).

Küresel takım geometrisi, eğilme ve yatma açılarının etkisi nedeniyle, takım ve iş parçası arasındaki kesim bölgesi ve lokal talaş kalınlığının modellenmesi 3-eksen frezeleme süreçlerine göre daha karmaşıktır. Bunların belirlenmesi sürecin mekaniği ve dinamiğinin modellenmesi için önemlidir. Verilen süreç parametreleri için talaş kalınlığı ve kesim bölgesi, sırasıyla [1] ve [3]'de sunulduğu şekilde hesaplanabilir.

Kesim bölgesi takım sınırları boyunca değiştiğinden, kararlılık formulasyonunu uygulamak için, küresel uçlu freze kendi ekseni boyunca yüksekliği $\Delta z$ olan disk elemanlara bölünür. Bu sayede, kararlılık formulasyonu her bir disk için uygulanabilir. İlk olarak, dinamik kesme kuvvetleri ifade edilir [1]. *l* numaralı disk elemanın üzerindeki bir diş *j* için, belirli bir dalma açısı $\varphi_j$'de, x, y ve z yönlerinde oluşan dinamik kesme kuvvetleri Şekil 2 (a)'da gösterilmiştir.

[1]'de açıklanan adımlardan sonra her bir disk elemanının formulasyona etkisi katılır ve bir özdeğer problemi elde edilir. Bu özdeğer probleminin çözümü sonucunda kararlılık diyagramları elde edilir.

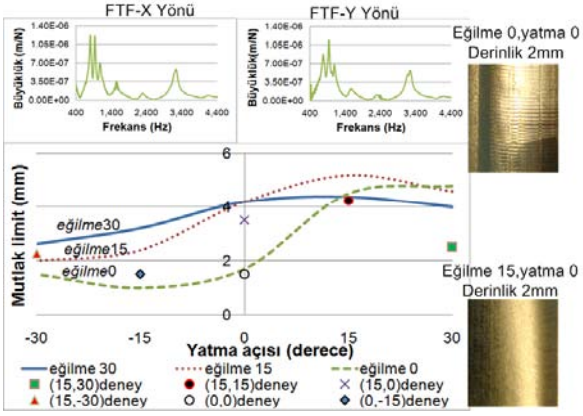



(a) (b)

Şekil 2. (a) *j* no'lu diş ve *l* no'lu disk elemanı üzerinde *x*, y, z yönlerindeki dinamik kesme kuvvetleri (b) Ayrık yükseklikler $\Delta z, \Delta a$ ve $\Delta A$

Şekil 3'de eğilme ve yatma açılarının mutlak kararlılık limitine olan etkisi örnek bir durum için gösterilmiştir. Kesici takımın X ve Y yönlerinde ölçülen frekans tepki fonksiyonları da şekilde sunulmuştur. Grafikten görüldüğü üzere eğilme ve yatma açılarının mutlak kararlılık limitleri üzerinde önemli etkileri olduğu hesaplanmıştır. Bu etkiyi doğrulamak için farklı eğilme ve yatma açılarındaki

mutlak kararlılık limitleri deneysel olarak belirlenmiş ve bu değerler Şekil 3 üzerinde gösterilmiştir. Genel olarak deneyler ve modelin sonuçları arasında makul derecede yakınlık olduğu görülmüştür.




Şekil 3. Eğilme ve yatma açılarının mutlak kararlılık limitlerine etkisini

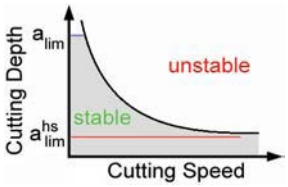
Kesme derinliğinin 2 mm, eğilme ve yatma açılarının her ikisinin de 0 derece olduğu ve eğilme açısının 15, yatma açısının 0 derece olduğu iki durum için yüzey fotoları Şekil 3'de sunulmuştur. 15 derece eğilme açısı uygulamasının yüzeydeki tırlama titreşimini engellediği açıkça görülmektedir.

## 3. Süreç Sönümlemesi

İşlenebilirlik açısında kolay olan, Alüminyum vb. malzemelerde yüksek kesme hızları kullanılabilse de özellikle havacılık sanayiinde kullanılan ve işlenebilirliği düşük olan Titanyum, Inconel gibi malzemeler düşük kesme hızlarında işlenmektedir. Böyle durumlarda kesici takım ve işparçası yüzeyi arasındaki etkileşim (bkz Şekil 4) süreç titreşimini sönümleyici bir etki göstermektedir ve kararlı kesme limitleri kesme hızı azaldıkça artmaktadır.

### 3.1. Süreç Sönümlemenin analitik hesaplanması

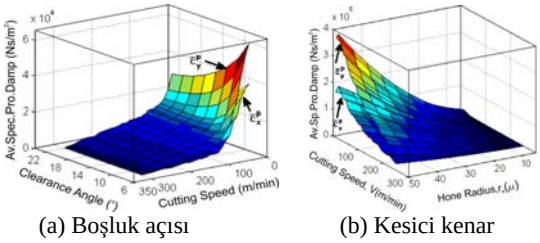
Budak ve Tunç [4] önerdikleri yöntemde ortalama süreç sönümleme katsayılarını farklı hızlarda deneysel olarak elde edilen kararlı kesme limitlerinden hesaplamışlardır. Ancak ortalama süreç sönümleme katsayıları takım geometrisi ve çeşitli süreç parametrelerine bağlıdır. Her durumda test yapmaya gerek kalmadan genel bir model geliştirebilmek içinse hesaplanan ortalama süreç sönümleme katsayıları daha sonra titreşim enerjisi denklemi kullanılarak daha genel olarak batma katsayılarının elde edilmesinde kullanılmıştır. Dik tornalamada süreç sönümleme ve kararlılık limitleri arasında analitik bir denklem bulunduğundan süreç sönümleme katsayıları deneysel kararlılık limitleri cinsinden açıkça elde edilmiştir. Ancak frezelemede böyle bir açık denklem elde edilemediğinden iteratif bir yaklaşım ile deneysel olarak elde edilen kararlı kesme limitini sağlayacak ortalama süreç sönümleme katsayıları hesaplanmıştır.



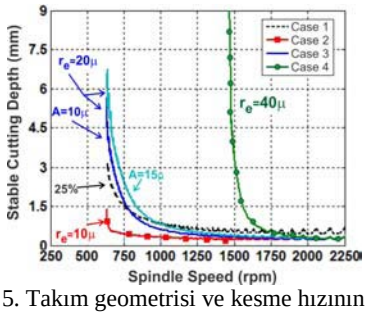

Şekil 4. Takım ve işparçası arasındaki etkileşim.

### 3.2. Kesme parametrelerinin ve takım geometrisinin süreç sönümlemeye etkisi

Önceki bölümde özetlenen model kullanılarak farklı şartlar altında süreç sönümlemesi ve kararlı kesme limitleri benzetimi yapılıp kesme parametrelerinin ve takım geometrisinin süreç sönümleme üzerine etkisi incelenmiştir. Örneğin kesici takım üzerinde boşluk açısı, kesici kenar yuvarlama yarıçapı ve kesme hızının ortalama süreç sönümleme üzerine olan etkileri Şekil 5'te gösterilmiştir.




(a) Boşluk açısı (b) Kesici kenar yuvarlama yarıçapı




Şekil 5. Takım geometrisi ve kesme hızının süreç sönümlemeye etkisi.

Şekil 5'te görüldüğü gibi süreç sönümlemesi ve dolayısıyla da düşük hızdaki kararlı kesme limitleri çeşitli parametrelere oldukça bağlıdır. Örneğin, kesici takımdaki boşluk açısı azaldıkça takım ve işparçası arasındaki etkileşim arttığından süreç sönümleme artmaktadır.

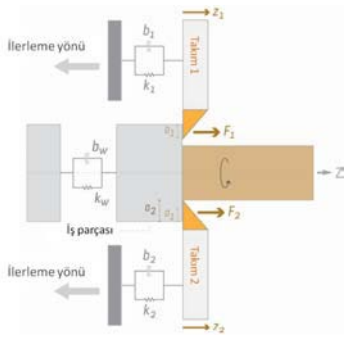
## 4. Paralel İşlemlerin Kararlılığı

### 4.1. Paralel Tornalama

Paralel tornalama süreçlerinde aynı anda birden fazla kesici takım bir iş parçasından talaş kaldırabilir; bu sayede tek kesicili tornalama süreçlerine göre verimlilik artışı sağlanabilmektedir. Bununla birlikte, takımlar arasındaki dinamik etkileşimden dolayı ek kararlılık problemleri ortaya çıkabilir. Bu yüzden süreç parametrelerinin kararlılık problemlerine yol açmayacak şekilde seçilmesi çok önemlidir.

Tornalama kararlılığı konusunda birçok çalışma olmasına rağmen, paralel tornalama süreçleri hakkında sadece bir kaç çalışma yapılmıştır [5-8].

Bu makalede farklı taretler üzerindeki tornalama takımlarının dinamiği incelenmiştir(Şekil 6).Takımlar bu durumda aynı yüzeyi kesmektedirler fakat kesme derinlikleri farklı olabilir. Modelde kullanılan gösterim sistemine göre, daha yüksek kesme derinliği alan takım ikinci takım (Şekil 6) olarak adlandırılır. Dik kesme sürecinden dolayı sadece Z yönündeki esneklikler hesaba katılmaktadır. İş parçası takımlara göre Z yönünde nispeten rijid olduğu için, iş parçasının esnekliği göz ardı edilir. Takımlar arasında dinamik bağlantı olmamasına rağmen, iş parçası yüzeyinde bir takım tarafından bırakılan titreşim dalgaları diğer takım üzerindeki dinamik talaş kalınlığını etkiler.

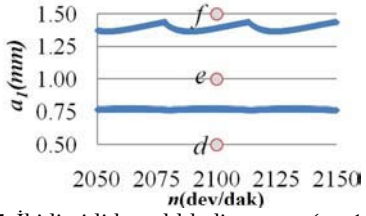



Şekil 6. Aynı yüzeyde paralel tornalama

$$\begin{bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{bmatrix} = K_f \begin{bmatrix} a_1\left(\frac{h_o}{2} - z_1(t) + z_2(t-\frac{\tau}{2})\right) \\ a_1\left(\frac{h_o}{2} - z_2(t) + z_1(t-\frac{\tau}{2})\right) + (a_2 - a_1)(h_o - z_2(t) + z_2(t-\tau)) \end{bmatrix} \quad (1)$$

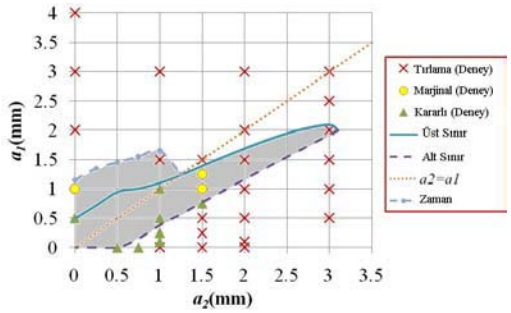
Her iki takım üzerindeki dinamik kuvvetlerden dolayı ($F_1$ ve $F_2$), dinamik değiştirmeler ($z_1$ ve $z_2$) oluşur. Bu yer değiştirmeler dinamik talaş kalınlığını etkiler ve her iki takım üzerindeki dinamik kesme kuvvetleri denklem (1)'de gösterilmiştir.

Burada $K_f$ ilerleme yönündeki kesme kuvvet katsayısını, $h_o$ dönüş başına ilerlemeyi, $\tau$ ise dönüş periyodunu ifade etmektedir. Diğer kararlılık modellerinde olduğu gibi bir özdeğer probleminin çözümü ile kararlılık diyagramları elde edilir. Detaylar [8]'de anlatılmıştır.




Şekil 7. İki limitli kararlılık diyagramı ($a_2$=1.5mm)

$a_1$ (kesme derinliği) için kararlılık diyagramı verilen farklı $a_2$. değerleri için hesaplanır. $a_2$ değeri tek aracı işlemi için ikinci takımın kararlılık sınırından (yani ikinci takımının tek çalıştığı durumdaki kararsız bölgeden seçildiğinde) daha yüksek seçildiğinde, $a_1$ kararlılık diyagramında iki kararlılık limiti görülmektedir. Bu durum Şekil 7'de gösterilmektedir. Bu iki sınır arasında, paralel işlem kararlı, aksi takdirde kararsızdır. Frekans modeli ile bu tahminler zaman kümesi çözümleri ile 3 nokta için karşılaştırılmıştır. Beklendiği gibi nokta d ($a_1$ = 0.5) ve nokta f ($a_1$ = 1.5 mm) kararlı; nokta e ($a_1$ = 1) ise kararsızdır.




Şekil 8. 2100 dev/dak'da hesaplanan alt ve üst kararlılık limitleri ve deneysel sonuçlar

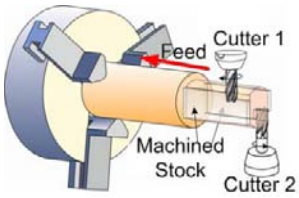
Verilen örnekte, ikinci takımın derinliği ile birinci takımın kararlılık limiti arasında karmaşık bir ilişki olduğu görülmüştür. Simülasyon ve deneysel sonuçlar bir takımın derinliği arttırıldığında diğer takımın kararlılığının azalmadığını göstermiştir. Bu karmaşık ilişki paralel tornalamada yüksek kararlılık koşullarının belirlenmesi için kullanılabilir. Bunun için, frekans modeli ve zaman kümesi modeli farklı $a_2$ değerleri için birinci takımın kararlılık sınırlarını belirlemek için kullanılmıştır (Şekil 8).

Alt ve üst sınırlar ile çevrili alan istikrarlı süreç parametre kombinasyonlarını gösterir ve kararsız alanından ayırmak için gri ile vurgulanır. Bu şekilde bir kaç özel bölge vardır. $a_2$ 0.6mm'den az olduğunda, alt kararlılık limiti sıfır olarak görülmektedir. Bu nedenle, bu bölgede kararlılık diyagramında sadece üst kararlılık sınırı vardır. $a_2$ 0.6mm'den daha büyük olduğunda, alt kararlılık limiti sıfır dışında değerler almaya başlar ve iki kararlılık limiti görülür. $a_2$ değeri daha da arttırıldığında, alt ve üst kararlılık limitleri birbirine yakınsar ve $a_2$ 3.1 mm olduğunda 2mm'de birbirine eşitlenirler. Daha yüksek $a_2$ değerleri için, süreç $a_1$'in değerinden bağımsız olarak kararsız olur.

Sonuç olarak, süreç planlayıcı bu benzetimler yardımıyla kararlılık sorunları yaşanmayacak en verimli kesme koşullarına seçebilir.

### 4.2. Paralel Frezeleme

Eşzamanlı frezeleme operasyonu aynı anda birden çok freze kesici takımının aynı ya da farklı yüzeyleri kesme işlemi olarak bilinmektedir. Uygun kesim şartları sağlandığında paralel frezeleme operasyonlarının üretim verimliliğini artırıcı avantajı vardır. Geleneksel tek takımlı frezeleme operasyonlarında olduğu gibi tırlama titreşimi bu verimliliği kısıtlayan en büyük etkenlerdendir. Öte yandan frezeleme koşulları uygun biçimde seçildiği takdirde kararlı talaş kaldırma oranı artmaktadır. Böyle bir durumda, her iki kesici takımda ortaya çıkan dinamik kesme kuvvetleri birbirlerini sönümlemektedirler. Bunun yanı sıra iş parçası dinamiği, takımlar arasında dinamik etkileşim sağladığı için eş zamanlı frezeleme operasyonlarının dinamiği ve kararlılığı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir.



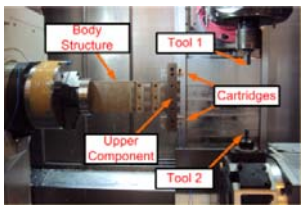

Şekil 9. Paralel frezeleme operasyonu geometrisi.

Paralel frezeleme operasyonlarına ait frekans kümesine ait çıkarılmış olan analitik çözüm yöntemi ve genel kuvvet denklemi aşağıda gösterilmiştir.

$$\begin{Bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \end{Bmatrix} e^{i\omega t} = \frac{z}{4\pi} [CPM] \bullet [DM] \bullet [OTF] \begin{Bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (2)$$

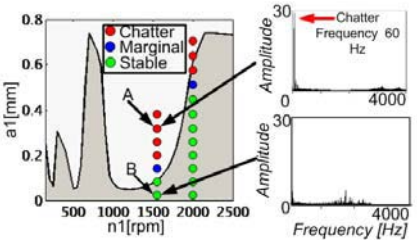
Denklem (2)'de *"CPM"* matrisi kesme parametreleri terimlerinin toplandığı bir matris olup, *"DM"* ve *"OTF"* matrisleri sırasıyla gecikme terimleri ve yönlendirilmiş transfer fonksiyonunun tanımlandığı matrislerdir. Bu özdeğer probleminin çözümü sonucu paralel frezeleme işlemlerine ait kararlılık diyagramları çıkartılmaktadır. Detaylar [9]'de açıklanmıştır.

Şekil 10'da örnek bir paralel frezeleme durumu gösterilmiştir.




Şekil 10. İş parçası ve takımlar

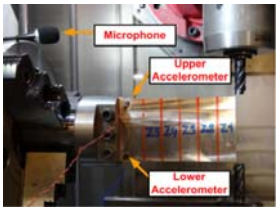
Bu kesme şartları altında elde edilen kararlılık diyagramı Şekil 11'de gösterilmiştir.




Şekil 11. Kararlılık diyagramı ve test sonuçları.

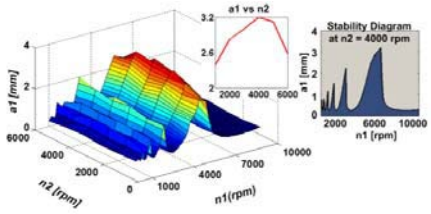
Kararlılık diyagramı NTX2000 çok maksatlı takım tezgahında gerçekleştirilen tırlama testleri ile doğrulanmıştır. İki örnek durum için (A ve B noktaları) ivmeölçerlerden alınan titreşim verileri analiz edilmiş ve tırlamalı kesme durumu için (A) tırlama frekansının yapılan modellemelerde de çıktığı gibi 60 Hz'te çıktığı görülmüş ve kararlılık diyagramı doğrulanmıştır.

Bir başka örnek paralel frezeleme durumunda ise en iyi kesme durumlarını veren durumlar bulunmuştur. Şekil 12'de benzetim ve deneylerde kullanılan iş parçası gösterilmiştir.




Şekil 12. İş parçası geometrisi ve test düzeneği.

Eniyileme çalışmalarında takımlardan birinin dönme hızı 1000 – 6000 rpm aralığında değiştirilmiş ve 3 boyutlu kararlılık diyagramları oluşturulmuştur.

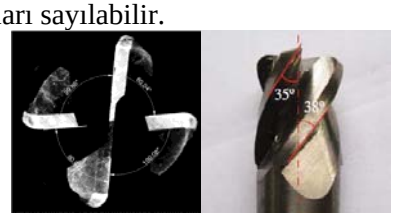



Şekil 13. Boyutlu Kararlılık diyagramı

Şekil 13'de görüleceği gibi en yüksek kesme derinliğini veren koşul ikinci takımın 4000 rpm ve ilk takımın 6000 rpm'de çalıştığı koşul olarak bulunmuştur. Yapılan bu eniyileme çalışması sonucu toplam kararlı kesme derinliğinde %25 artış sağlandığı görülmektedir.

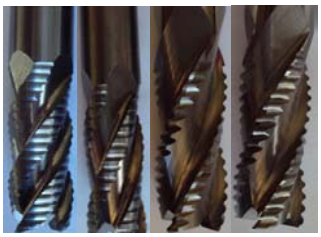
## 5. Takım Geometrisinin Tırlamaya Etkileri

Frezeleme işlemlerinin kararlılığı, uygun bir şekilde tasarlanılan veya seçilen özel freze takımları ile belirgin bir şekilde arttırılabilmektedir. Endüstride en sık kullanılan özel freze takımları olarak; değişken adım aralıklı, değişken helis açılı ve bunların kombinasyonu ile kaba frezeleme takımları sayılabilir.




Şekil 14. Değişken adım [10], b) Değişken helis açılı takımlar [11]

Özel frezeleme takımları, farklı mekanizmalar kullanarak süreç kararlılığını arttırmaktadır. dinamik olarak değişmesi ile doğrudan alakalıdır.



Şekil 15.Farklı kenar dalga formuna sahip kaba frezeleme takımları

Frezeleme işlemlerinin kararlılığı, verilen belli bir anda talaş kaldıran dişin yüzeyde bıraktığı dalgalanmalar ile bir önceki dişin talaş kaldırdığı yüzeyde bıraktığı dalgalanmalardan dolayı talaş kalınlığının Değişken helis açılı ve/veya adım aralıklı frezeler, birbiri ardına gelen kesici ağızların talaş kaldırdıkları yüzeylerde bıraktıkları dalgalanmalar arasındaki faz farkını değiştirerek, dalgalanmanın yinelenmesini ve dolayısıyla tırlama tipi titreşimleri engellemektedir. Değişken açılı takımlar seçilirken veya tasarlanırken, sistemin dinamik özellikleri, kesici ağız sayısı ve kullanılması düşünülen iş mili devri göz önünde bulundurulmalıdır. Tablo da modal parametreleri verilen bir frezeleme sistemi için [12-13]'de verilen tasarım yöntemi ile değişken adım aralıklı bir freze takımı tasarlanılmış ve eşit adımlı geleneksel bir freze ile olan performans farklılıkları kararlılık diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Kesme kuvvet katsayıları Ktc=697MPa, Krc=225.8 MPa olarak alınmıştır. Takım çapı 12mm, yanal kesme derinliği 6 mm olarak alınmış, aşağı frezeleme modu kullanılmıştır. Takımın tüm kesici ağızları 30° helis açısına sahiptir.

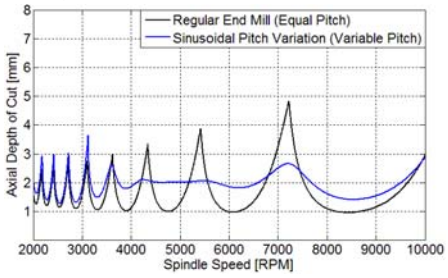
Tablo1. Modal parametreler

| Doğrultu | $\omega_n$ (rad/sn) | $\zeta$ | $m$(kg) |
|---|---|---|---|
| X | 1440*2$\pi$ | 0.02503 | 0.1246424 |
| Y | 1440*2$\pi$ | 0.02503 | 0.1246424 |

Doğrusal, alternatif, sinüzoid olmak üzere farklı değişken adım kalıpları bulunmaktadır. Bu makalede sinüzoid kalıp kullanılmış olup, hesaplanan adım açıları şu şekildedir:

$$P_0, P_0 + \Delta P, P_0, P_0 - \Delta P = 360^\circ \quad (3)$$

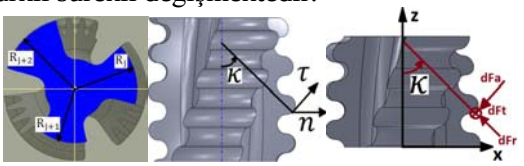
$90^\circ$, $100^\circ$, $90^\circ$ and $80^\circ$




Şekil 16. Değişken ve eşit adımlı frezelerin kararlılık diyagramları

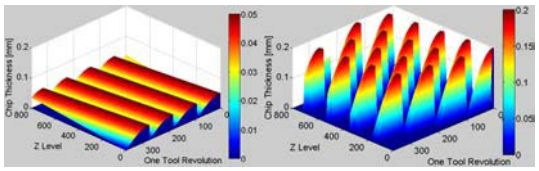
Yukarıdaki şekilde görüldüğü üzere hesaplanan değişken adımlı takım, istenilen kesme hızında kararlı eksenel kesme derinliğini iki katına çıkartmıştır. Yöntemin detayları ve farklı değişken adım kalıplarına göre yapılan hesaplamalar [12-14]'de bulunabilir.

Kaba frezeleme takımlarının kesici kenarlarında belirli bir dalga formu taşlanmıştır ve bu formlar birbiri ardına gelen kesici ağızlarda dalga boyu / kesici ağız sayısı kadar ötelenerek yerleştirilmiştir. Bu sebeple takımın yarı çapı, dönme ekseni boyunca farklı sürekli değişmektedir.



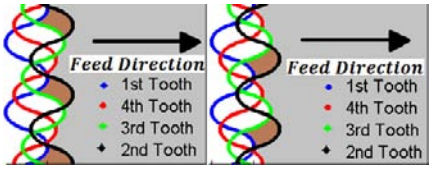

Şekil 17. Kaba frezeleme takımı kesiti, yüzey teğet ve normal vektörleri, diferansiyel kesme kuvvetleri

Kaba frezeleme takımları, bu özelliklerinden dolayı frezeleme mekaniği ve dinamiği açısından geleneksel frezeleme takımlarına göre farklılıklar göstermektedir. Kaldırılan talaş kalınlılığı, kesici takımın ekseni boyunca değişmektedir. Bir eksenel yükseklikte bir kesici ağız, takımın bir dönüşünde kaldıracağı toplam talaşı kaldırırken, diğer dişler talaş kaldırmamaktadır. Bu sebeple talaş kalınlığı lokal olarak artmaktadır. Aynı sebepten ötürü, takımın iş parçasıyla girişim yaptığı kenar uzunluğu, dolayısıyla da etkin eksenel kesme derinliği azalmaktadır. Ayrıca talaş kalınlığının artması, kesme kuvvet katsayılarını da düşürmektedir.



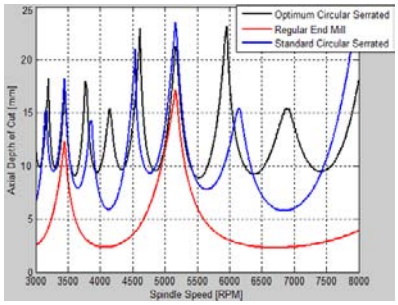

Şekil 18. Düz kesici kenarlı takım ve kaba frezeleme takımı için lokal talaş yükü

Bu tip takımların tasarımında, kesici kenarlar üzerindeki dalga formunun faz yönü ayarlanarak, kesici kenarın yüksek talaş açılı veya düşük talaş açılı kısımlarının talaş kaldırması ayarlanabilmektedir.

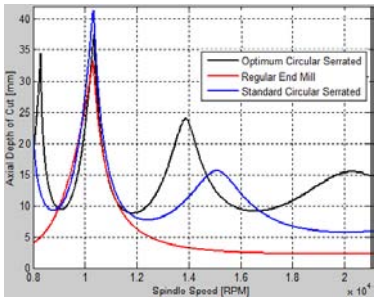



Şekil 19. Düz ve ters faz farkı

Kaba frezeleme takımlarının kararlığı diğer tip takımların aksine, diş başı ilerleme değeri ile doğrudan ilişkilidir. Diş başı ilerleme değeri arttıkça, takımın iş parçası ile olan girişimi artmakta, dolayısıyla dalgalı kenar geometrisinin etkisi azalmaktadır. Endüstride kullanılan kenar dalga formları; dairesel, yamuk ve sinüzoid olmak üzere üç ana başlık altında incelenebilir. Yamuk kenar formu, uygun bir şekilde tasarlanırsa, finiş frezeleme işlemlerinde de kullanılabilir. Bu dalga formları, parametrik modellenebilmekte ve verilen bir kesme durumu için eniyilenebilmektedir. Yapılan çalışmalarda, eniyilenen dalga formuna sahip kaba frezeleme takımları ile yapılan kesimlerde, piysada mevcut kaba frezeleme takımları ile yapılan kesimlere göre daha düşük frezeleme kuvvetlerinin ve daha yüksek kararlılığın elde edildiği görülmüştür. Verilen kararlılık diyagramlarında; eniyilenmiş kaba frezeleme takımları ile, standart kaba frezeleme takımları ve düz kesici kenara sahip frezeleme takımlarının kararlılık davranışları karşılaştırılmıştır [14].




Şekil 20. Kararlılık karşılaştırması, 3000-8000 RPM



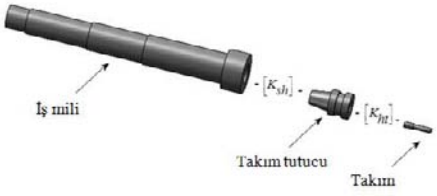

Şekil 21. Kararlılık karşılaştırması 8000-21000 RPM

Kararlılık diyagramlarından görüleceği üzere, kaba frezeleme takımları geleneksel düz kenarlı freze takımlarına göre daha yüksek kararlılık limitlerine sahiptir. Diyagramlar dikkatli incelendiğinde, geleneksel freze takımlarında da görülen temel kararlılık çeplerinin yanısıra, bu ceplerin arasında ek kararlılık ceplerinin meydana geldiği görülmektedir. Bunun sebebi, uygun bir şekilde tasarlanan ve kullanılan kaba frezeleme takımlarında, talaş kaldırma sürecinde ortaya çıkan gecikme değerlerinin büyük bir bölümünün, diş çarpma periyodu yerine takımın dönme periyodu olarak

meydana gelmesidir. Bu durum, kaba frezeleme takımlarında oluşan lokal talaş yükü incelenerek daha iyi anlaşılabilir.

## 6. Tezgâh Dinamiği ve Kararlılığa Etkileri

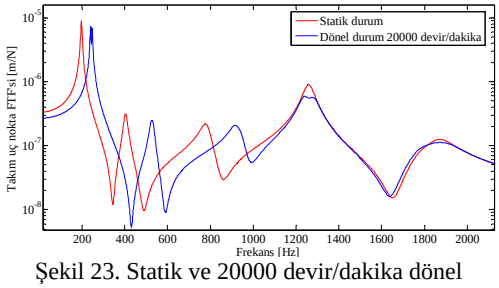
Tırlama titreşimlerinin önlenmesinde kullanılan kararlılık diyagramlarının elde edilebilmesi için ise tezgâhın takım ucu Frekans Tepki Fonksiyonu'na (FTF) ihtiyaç vardır. Genellikle takım ucu FTF'si takım ucunda yapılan darbe testi ve biçim (modal) analiz yöntemi ile elde edilmektedir. Ancak işleme merkezlerinde gerçekleştirilen farklı kesme işlemlerinde değişik takım tutucu ve takım kombinasyonları kullanılmakta ve her kombinasyon için deney yapılması gerekmektedir. İş mili – takım tutucu – takım sisteminde yapılan her değişiklikte deney yapılmasının yaratacağı zaman kaybı göz önüne alındığında üretim sürecinde önemli kayıplara neden olacaktır. Bu nedenle takım ucu FTF'sinin elde edilme sürecinde deneylere olan bağımlılığı ortadan kaldırmak amacıyla takım ucu FTF'sinin analitik olarak elde edilmesine yönelik çalışmalar yapmıştır [15,16]. Geliştirilen analitik modelde Şekil 22' de gösterilen tezgâh alt bileşenleri olan iş mili, takım tutucu ve takım Timoshenko çubuk modeli kullanılarak modellenmiş ve alt bileşenler iş mili – takım tutucu ve takım tutucu – takım bağlantısındaki temas parametreleri vasıtası ile dinamik esneklik birleştirme yöntemi kullanılarak birleştirilmiştir. Ayrıca iş milini tezgâh yatağına bağlayan rulman direngenlik ve sönüm özellikleri ise Özgüven'in yapısal değişiklik yöntemi [17] ile modele eklenmiş ve takım uç nokta FTF'si elde edilmiştir.



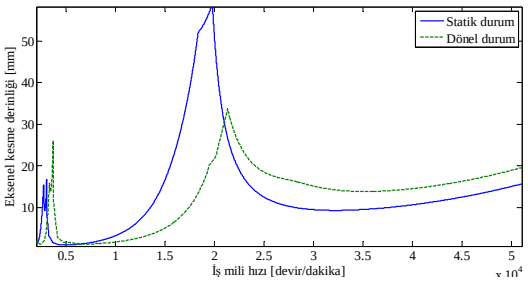

Şekil 22. İş mili – takım tutucu – takım sistemi

Tezgâh dinamiğinin belirlenmesinde analitik yöntemlerin kullanımının deneylerde oluşacak zaman kaybını ortadan kaldırmasına ek olarak, analitik bir modelin geliştirilmesi kesme sırasında kullanılacak takım tutucu ve takım kombinasyonları içerisinde en optimum seçeneğin belirlenmesini mümkün kılmaktadır [18,19]. Ayrıca tezgâh tasarımı aşamasında da iş mili özelliklerinin belirlenmesinde de önemli bir araç olarak kullanılabilecektir.

Analitik modellemeye ilave olarak dinamik esneklik birleştirme yönteminde kullanılan temas direngenlik ve sönüm parametrelerinin belirlenmesi için literatürde analitik bir yöntem mevcut değildir. Bu konuda temas parametrelerinin deneysel olarak belirlenmesi amacıyla deneysel bir yaklaşım geliştirilmiştir [20]. Ancak deneysel ya da analitik yöntemler kullanılarak yüksek hızda dönen bir tezgâhta yapılan kesme işlemi için kararlılık diyagramları elde edildiğinde ve gerçek kesme işlemi ile karşılaştırıldığında, elde edilen kararlılık diyagramlarında bazı sapmalar gözlenmektedir. Bu sapmaların değişik nedenleri olup en önemlisi kararlılık diyagramlarının statik koşullardaki takım ucu FTF'si kullanılarak belirlenmesi ve yüksek hızlarda tezgâh dinamiğinde meydana gelen değişimlerin göz ardı edilmesidir. Bu nedenle kesme işlemi sırasında tezgâh dinamiğinde meydana gelen değişimlerin belirlenmesi ve oluşturulacak modellerde dikkate alınması büyük önem teşkil etmektedir. Bu doğrultuda yüksek hızla işlem yapan tezgâhlarda kararlılık diyagramlarının doğru bir şekilde belirlenebilmesi için dönel etkilerin de dahil edildiği analitik bir model oluşturulmuştur [21]. Kesme sırasında tezgâh dinamiğinde meydana gelen değişimlerin incelenmesi ve takım uç nokta FTF'sinde meydana gelen değişimlerin kararlılık diyagramları üzerindeki etkisinin gösterilmesi amacıyla örnek bir işleme merkezi statik durum ve 20000 devir/dakika dönel hız için modellenmiş ve elde edilen takım uç nokta FTF'leri Şekil 23'de gösterilmiştir. Ayrıca 4 dişli bir takım ile alüminyum bir parçanın 3mm radyal kesme derinliği ile kesilmesi işleminde için kararlılık diyagramları hesaplanmıştır. Hesaplama sırasında kesme kuvveti parametreleri $K_t$=625 MPa ve $K_r$=100 MPa olarak alınmıştır. Elde edilen kararlılık diyagramları da Şekil 24'de gösterilmiştir.




Şekil 23. Statik ve 20000 devir/dakika dönel durumlarında takım uç nokta FTF'leri

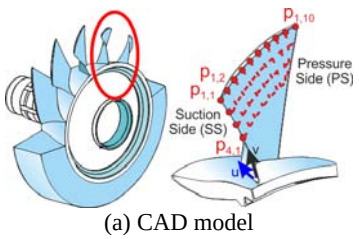



Şekil 24. Statik ve 20000 devir/dakika dönel durumları için hesaplanan kararlılık diyagramları

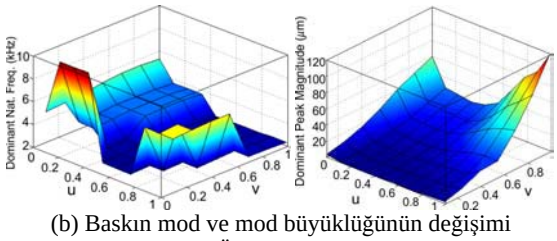
Şekil 23 ve Şekil 24'de görülmüş olduğu gibi dönel etkiler verilen örnekte takım uç nokta FTF'sinde ve dolayısı ile yüksek hızda yapılan bir kesme işleminin kararlılığında önemli değişimlere neden olmaktadır. Dolayısı ile yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar tezgâh geometrisine bağlı olarak dönel etkilerin önemli değişimlere neden olabileceğini göstermiştir. Oluşturulan analitik model yardımıyla yüksek hızda yapılan bir kesme işlemi için kararlılık diyagramları doğru bir şekilde tahmin edilebilecektir.

## 7. Parça Dinamiğinin Tırlamaya Etkileri

Özellikle ince cidarlı unsurlara sahip parçaların talaşlı imalatı sırasında işparçası dinamiği süreç kararlılığında baskın bir hale gelmektedir. Budak ve Tunç [22] tarafından yapılan bir çalışmada işparçası dinamiğinin süreç boyunca değişimi ve süreç kararlılığına etkisi sonlu elemanlar (FEM) ve dinamik yapılan düzeltme yöntemine [17] dayalı olacak şekilde modellemiştir ve benzetim sonuçlarını deneylerle doğrulamıştır. Bunun için dizayn parçasının çeşitli noktalarına (bkz. Şekil 25a) ait FTF'ler bir defa elde edilmiştir. Daha sonra, takım yolu boyunca ilgili takım pozisyonlarında kesilen malzeme miktarı hesaplanır. Daha sonra, takım yolu boyunca takım-işparçası temas noktalarındaki FTF değişimi takım yolu boyunca işparçasından kaldırılan hacmin dinamik etkisi takım yolunda tersten gidecek şekilde yapısal modifikasyon yöntemiyle eklenerek tamamlanmış olur.



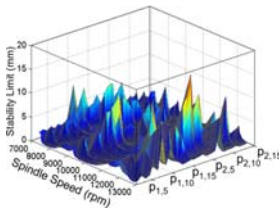

(a) CAD model



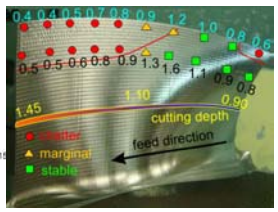

(b) Baskın mod ve mod büyüklüğünün değişimi

Şekil 25. Örnek pale geometrisi.

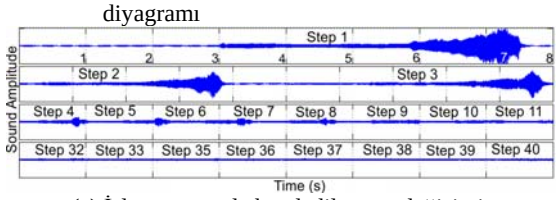
Örnek bir pale geometrisi için baskın moda ait doğal frekansın değişimi Şekil 25b'de gösterilmektedir. Buradan görülebileceği üzere, işparçası üzerinden hiç malzeme kaldırılmasa dahi işparçası geometrisine bağlı olarak baskın mod değiştiğinden baskın doğal frekans da değişmektedir. Bu örnek pale için hazırlanan örnek yarı hassas frezeleme aşaması için malzeme değişimi de dikkate alınarak, yüzey üzerinde ve farklı aşamalardaki FTF'ler kullanılarak elde edilen 3 boyutlu kararlılık diyagramları Şekil 26'da gösterilmiştir.




(a)3 boyutlu kararlılık diyagramı




(b) Deneysel doğrulama

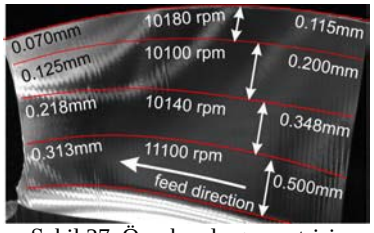



(c) İşlem sırasında kaydedilen ses değişimi.

Şekil 26. İşparçası dinamiğinin sürece etkisi.

Şekil 26a'dan görülebileceği gibi kararlılık limitleri işparçası yüzeyindeki her noktada ve malzeme kaldırdıkça değişmektedir. Örnek pale geometrisi için oluşturulan bir yarı hassas işleme pasosu boyunca kararlı ve kararsız bölgeler Şekil 26b'de gösterildiği gibi belirlenebilmektedir. Belirlenen bu bölgelere göre kesme sürecinde elde edilen yüzeyler makul derecede tutarlılık göstermiştir. Aynı kesme boyunca ölçülen sesin kesme adımlarına göre değişimi de Şekil 26c'de gösterilmiştir. Burada gösterilen benzetim sonuçlarına göre pale geometrisi boyunca her bölgede kararlı ya da mutlak kararlılık limiti değişmektedir. Burada gösterilen benzetim sonuçlarına göre pale geometrisi boyunca her bölgede kararlı ya da mutlak kararlılık limiti değişmektedir. Genel bir yargı çıkarmak gerekirse, pale boyunca kök kısmına yaklaştıkça kararlı kesme limitl değerleri artmaktadır. Buna göre, yüzey kalitesi de

dikkate alınarak, sabit olarak en düşük kararlı kesme limitini kullanmak yerine 2-3 farklı bölgede kesme derinliğini arttıracak şekilde farklı kesme derinlikleri kullanmak özellikle hassas frezeleme aşamasında ciddi zaman kazançları sağlayabilmektedir. Böyle bir uygulama Şekil 27'de gösterilmiştir. Bu uygulamada 4 farklı kesme derinliği, yüzey kalitesi değeri de dikkate alınarak, kullanılmıştır. Böylece sabit 0.115 mm kesme derinliği kullanılarak elde edilen 35 dakikalık hassas frezeleme zamanı, kademeli olarak arttırılan kesme derinliği kullanıldığında 19 dakikaya kadar azaltılabilmiştir.




Şekil 27. Örnek pale geometrisi.

## 8. Sonuç

Talaşlı imalatta önemli bir sorun olan tırlama titreşimleri kararlılık modelleri kullanılarak incelenip, kararlı işleme koşulları belirlenebilir. Bu analizlerde tırlamaya kaynak olabilecek kesici takım, tezgah, iş parçası vb.'nin yapısal dinamik özelliklerinin ve frekans tepki fonksiyonlarının bilinmesi gerekmektedir. Bu bildiride bu tür uygulamalar ve başarılı kararlılık analizleri örneklerle gösterilmiştir.

## 9. KAYNAKLAR

1. Öztürk, E., Budak, E., (2010), Dynamics and Stability of Five-axis Ball-end Milling, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 132, 021003-1-13.

2. Budak, E., Öztürk, E., Tunc, L., T., (2009), Modeling and Simulation of 5-Axis Milling Processes, CIRP Annals Manufacturing Technology, Volume 58, Issue 1, Pages 347-350.

3. Öztürk, E., Budak, E., (2007), Modeling of 5-axis Milling Processes, Machining Science and Technology, 11:3, 287–311.

4. Budak, E., Tunc, L.T., 2009, A New Method for Identification and Modeling of Process Damping in Machining, Trans. of the ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 131/051019:1-10.

5. İ. Lazoğlu, M. Vogler, S.G. Kapoor, R.E DeVor, Dynamics of the Simultaneous Turning Process, Transactions of the North American Manufacturing Research Conference NAMRC XXVI (1998) 135-140.

6. O. B. Özdoğanlar, W. J. Endres, Parallel-Process (Simultaneous) Machining and Its Stability, ASME IMECE'99, Nashville, TN; and in Proc., Symp. on Mach. Sci. and Tech. MED-10 (1999)361-368.

7. L. Tang, R. G. Landers, S. N. Balakrishnan, Parallel Turning Process Parameter Optimization Based on a Novel Heuristic Approach, Journal of Manufacturing Science and Engineering 130 (2008)031002–31013.

8. Budak, E., Öztürk, E., (2011), Dynamics and Stability of Parallel Turning Operations, CIRP Annals Manufacturing Technology Volume 60, Issue 1, Pages 383–386.

9. Budak, E., Comak, A., Ozturk, E., 2013, Stability and High Performance Machining Conditions in Simultaneous Milling, CIRP Annals - Manufacturing Technology.

10. Compeán, F. I., Olvera, D., Campa, F. J., López de Lacalle, L. N., Elías-Zúñiga, A., Rodríguez, C. A., "Characterization and stability analysis of multivariable milling tool by the enhanced multistage homotopy perturbation method", 2012, International Journal of Machine Tools & Manufacture 57:27–33.

11. Song, Q., Ai, X., Zhao, J., "Design for variable pitch end mills with high milling stability", 2011, Int. J. Adv. Manuf. Technol. 55:891–903.

12. Budak, E., "An analytical design method for milling cutters with nonconstant pitch to increase stability, Part I: Theory", Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2003, Vol. 125, pg. 29-34.

13. Budak, E., "An analytical design method for milling cutters with nonconstant pitch to increase stability, Part II: Application", Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2003, Vol. 125, pg. 35-38.

14. Koca, R, “Mechanics, Dynamics and Optimization of Special End Mills”, 2012, Yüksek Lisans Tezi, Sabancı Üniversitesi.

15. Budak, E., Ertürk, A., and Özgüven, H. N., 2006, A Modeling Approach for Analysis and Improvement of Spindle-Holder-Tool Assembly Dynamics, CIRP Annals – Manufacturing Technology, 55, 369-372.

16. Ertürk, A., Özgüven, H. N. and Budak, E., 2006, Analytical Modeling of Spindle-Tool Dynamics on Machine Tools using Timoshenko Beam Model and Receptance Coupling for the Prediction of Tool Point FRF, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 46, 1901-1912.

17. Özgüven, H. N., 1990, Structural Modifications Using Frequency Response Functions, Mechanical Systems and Signal Processing, 4, 53-63.

18. Ertürk, A., Budak, E., Özgüven, H. N., 2007, Selection of design parameters in spindle-holder-tool assemblies for maximum chatter stability by using a new analytical model, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 47, 1401-1409.

19. Ertürk, A., Özgüven, H. N. and Budak, E., “Effect Analysis of Bearing and Interface Dynamics on Tool Point FRF for Chatter Stability in Machine Tools by using a New Analytical Model for Spindle-Tool Assemblies”, International Journal of Machine Tools and Manufacture, v. 47, n.1, pp. 23-32, 2007.

20. Özşahin, O., Ertürk, A, Özgüven, H. N. and Budak, E., "A closed-form approach for identification of dynamical contact parameters in spindle-holder-tool assemblies", International Journal of Machine Tools and Manufacture, v. 49, pp. 25-35, 2009.

21. Özşahin, O, Budak, E. and Özgüven, H. N., “Analytical Modelling of the Machine Tool Spindle Dynamics Under Operational Conditions”, 37th MATADOR Conference, Manchester, July 25-27, 2012.

22. Budak, E., Tunc, L.T., Prediction of Workpiece Dynamics and its Effects on Chatter Stability in Milling, CIRP Annals, Manufacturing Technology, 61-1:339-342.

# MİNİ YÜKLEYİCİ TASARIMI

Tuğçe YALÇIN*, Eres SÖYLEMEZ**

(*) Hidromek A.Ş., Organize Sanayi Bölgesi, Osmanlı Caddesi, No: 1, 06935, ANKARA
(**), Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06531, ANKARA

tugce.yalcin@hidromek.com.tr, eres@metu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmanın amacı, mini yükleyici olarak adlandırılan iş makinesinin yükleyici kolunun tasarımının yapılmasıdır. Mini yükleyici, nokta dönüşü yapabilmesi sebebiyle manevra kabiliyeti yüksek olan ve bu sebeple dar alanlarda oldukça fazla tercih edilen bir iş makinesidir. Öncelikle, kol tasarımı için dizayn kriterleri belirlenmiştir. Kol-kızak ya da 4-çubuk mekanizması olarak iki değişik kol yapısı ayrı ayrı ele alınmıştır. Kullanılan 4-çubuk mekanizması için Burmester teorisi yardımıyla 4 konum sentezi uygulanarak yükün yaklaşık dikey hareketi sağlanmıştır. Kinematik tasarımı yapılmış olan mekanizmalar için kinematik ve statik kuvvet analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu süreçte belirlenmiş olan tasarım kriterleri ve analizlerden çıkan sonuçlar göz önünde bulundurularak, genetik algoritma optimizasyonu sürece dâhil edilmiş, en uygun mekanizma bulunmaya çalışılmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Mini yükleyici, Mekanizma sentezi, Burmester teorisi, Genetik algoritma

## DESIGN OF A SKID-STEER LOADER

## ABSTRACT

The aim of this study is to design the loader mechanism for skid-steer loaders. Skid-steer loaders are also called mini loaders. Skid-steer loaders are capable of zero turning radiuses, which make them extremely maneuverable and suitable for confined spaces. Primarily, the design criteria of the loader part of a skid-steer loader are specified according to the restrictions. The design process is performed both for inverted-slider and four-bar mechanism, which are two possibilities of a skid-steer loader mechanism. 4 prescribed position syntheses is carried out for four-bar mechanism with the help of Burmester theory to move the load vertically. Kinematic and static analyses are carried out on the mechanisms whose parameters are specified. The best mechanism is tried to be found with genetic algorithm optimization by taking the design criteria and the results of the analyses into consideration.

**Keywords:** Skid-steer loader, Mechanism synthesis, Burmester theory, Genetic algorithm

## 1. GİRİŞ

İş makineleri esas olarak toprak, kaya veya benzeri malzemeleri kazmak, yüklemek, taşımak, sermek, sıkıştırmak veya kanal açmak için tasarımlanmış teçhizatla veya bir ataşmana (iş tertibatları) veya her ikisine sahip, paletler, tekerlekler veya ayaklar üzerinde kendinden hareketli veya çekilir makinelerdir [1].

Mini yükleyiciler, nokta dönüşü yapabilmesi sebebiyle manevra kabiliyeti yüksek olan ve bu sebeple dar alanlarda oldukça fazla tercih edilen iş makineleridir. Çalışma ağırlıkları 1 ton ile 5 ton arasında, net motor güçleri ise 10 kW ile 70 kW arasındadır. Mini yükleyiciler, kaldırıcı kol mekanizmalarına göre iki çeşittirler. Tip 1 olarak adlandırılacak olan sistem kol-kızak mekanizmasıdır ve bir hidrolik silindir yardımı ile kaldırıcı kolun hareketi sağlanır. Bu sistemde kaldırıcı kolun ucundaki kova pimi kolun şasiye bağlandığı noktayı merkez alarak bir daire yayı çizecek şekilde hareket eder. Tip 2 olarak adlandırılacak sistemde ise 4-çubuk

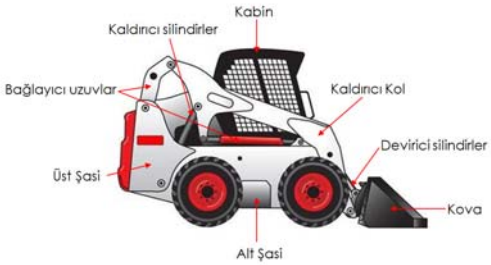
mekanizması kullanılmakta olup yine bir hidrolik silindir vasıtasıyla sistem hareket ettirilmektedir. 4 konum sentezi uygulanarak kova piminin belirlenen yerlerden belirlenen pozisyonlarda geçmesi sağlanabilmektedir. Bu iki seçenek Şekil 1'de görülmektedir.



Şekil 1. Kaldırıcı kol mekanizmasına göre mini yükleyici tipleri (üstteki: Tip 1 mekanizma, alttaki: Tip 2 mekanizma) [2]

## 2. KİNEMATİK SENTEZ

Mini yükleyici mekanizmasının parçaları Şekil 2'de görülmektedir.



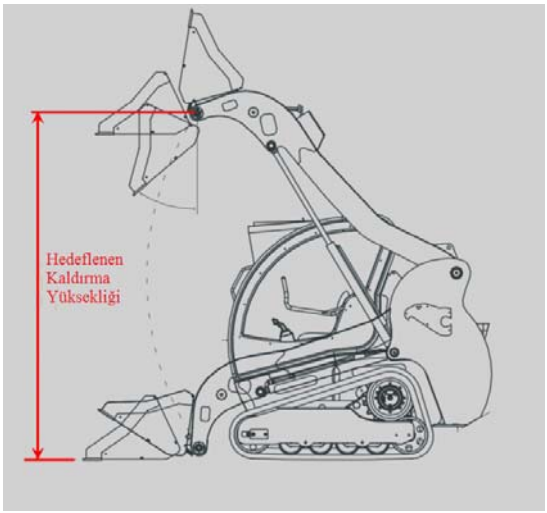

Şekil 2. Mini yükleyici mekanizmasının parçaları [2]

### 2.1. Kinematik Kriterler

Mini yükleyici tasarımı yapılırken dikkat edilmesi gereken bazı kriterler mevcuttur. Bu kriterlerin bazıları iki tip mekanizma için de geçerli olup, bazıları ise sadece 4-çubuk mekanizması için geçerlidir.

#### 2.1.1. Hedeflenen Kaldırma Yüksekliği

İki tip mekanizma için geçerli olan bu kriter kaldırıcı silindirler en açık konumuna geldiğinde kova pimi yüksekliğinin ne kadar olacağını belirleyen kriterdir. Şekil 3'te bu kriter şematik olarak ifade edilmektedir.




Şekil 3. Kinematik Kriter 1 – Hedeflenen Kaldırma Yüksekliği [3]

#### 2.1.2. Kova piminin izleyeceği yol

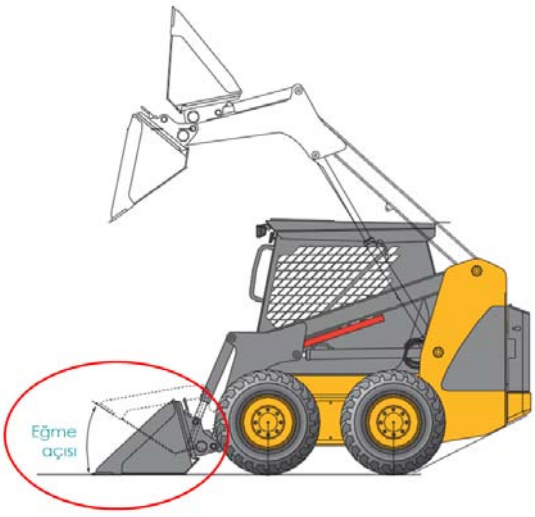
Bu kriter sadece 4-çubuk mekanizması için geçerlidir, çünkü diğer tip olan kol-kızak mekanizmasının kova piminin bir çemberin yayını çizmesinden başka olanağı yoktur. 4-çubuk mekanizmasının kova piminin ya dikey bir şekilde yukarıya kalkması ya da dikeye yakın bir şekilde yukarı çıkarken en üst pozisyonda aşağıdaki yatay konumundan daha ileride bir yatay konumda olması beklenir. Çünkü yerde yüklenmiş olan yükler kaldırılarak bir araca yükleneceği zaman kova yatay eksende ne kadar ileride olursa yükleme işi o derece kolaylaşacaktır. 4 pozisyon sentezi ile kovanın belirlenen pozisyonlarda olması sağlanabilmektedir. Şekil 4'te 4 konum pozisyonu için belirlenmiş olan yerler şematik olarak belirtilmiştir.




Şekil 4. Kinematik Kriter 2 – Kova piminin izleyeceği yol [4]

### 2.1.3. Yükün dökülmemesi

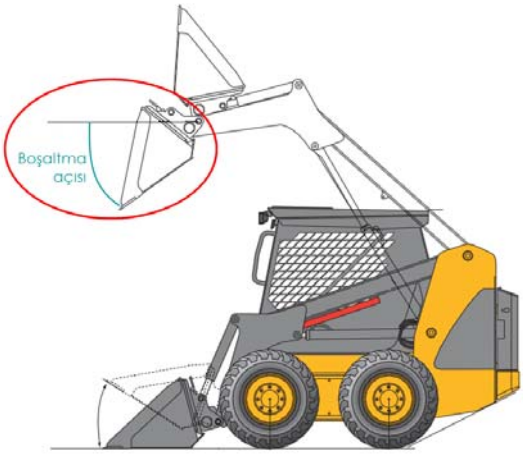
Yerde yüklenmiş olan yük, yerden başlayıp kaldırıcı silindirler en açık konumuna gelene kadar olan dikey yükselme sürecinde, yerde devirici silindirleri en kapalı konuma getirdikten sonra kovanın içindeki malzemeyi dökmemesi 2 tip mekanizma içinde uyulması gereken bir kriterdir ve şematik olarak Şekil 5'te görülmektedir.




Şekil 5. Kinematik Kriter 3 – Yükün dökülmemesi [5]

### 2.1.4. Boşaltma açısı

Hedeflenen kaldırma yüksekliğine ulaşan yüklü kova içindeki malzemeyi boşaltmak için devirici silindirleri açmaya başlar. Devirici silindirler en açık konuma geldiğinde içindeki bütün malzemeyi dökebilmelidir. Bu da ancak boşaltma açısının uygun seçimi ile sağlanabilir. Boşaltma açısı Şekil 6'da şematik olarak görülmektedir.



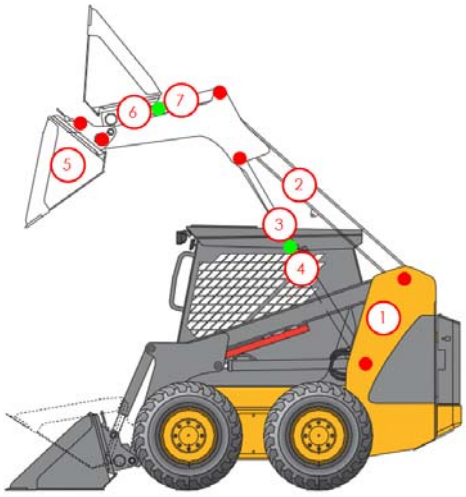

Şekil 6. Kinematik Kriter 4 – Boşaltma açısı [5]

### 2.1.5. Bağlayıcı uzuvların pozisyonları

Tip 1 mekanizmalar için otomatik olarak sağlanan bu kriter, bağlayıcı uzuvlar olarak Tip 2 mekanizmalarda bulunan parçaların makinenin arkasına doğru dışarı çıkmamasını gerektirir. Dar çalışma alanı olan bir makinede bu kriter oldukça önemli olmaktadır. Şekil 7'de görünen bağlayıcı uzuvların konumları sağlanması istenen kriter için oldukça güzel bir örnektir.



Şekil 7. Kinematik Kriter 5 – Bağlantı uzuvlarının pozisyonu [6]




Şekil 8. Kinematik Kriter 5 – Bağlantı uzuvlarının pozisyonu [5]

### 2.1.6. Kazma derinliği

Kovanın alt sacı yere paralel olarak konumlandırıldığında yerin belli bir miktar altına girmelidir. Bu şekilde hem tesviye işlemi gerçekleştirilebilir, hem de engebeli bir arazide kullanıldığında kovanın yere çarpması engellenmiş ya da benzer koşullarda kovanın yere ulaşması sağlanmış olur.

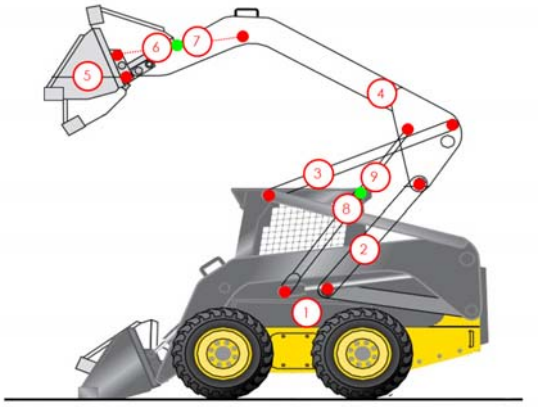
### 2.2. Serbestlik Derecesi

Kriterlerden anlaşılacağı üzere mini yükleyicilerin 2 serbestlik derecesi olmalıdır. Bir tanesi kaldırıcı kolun hareketi, diğeri ise kovanın hareketi için gereklidir. Mekanizmaların serbestlik derecesi denklemine göre (1) iki tip mekanizmanın da 2 serbestlik derecesine sahip olduğu görülmektedir.

$$F = \lambda(l - j - 1) + \sum_{i=1}^{j} f_i \qquad (1)$$

Tip 1 için ise bu denklemdeki değişkenler şu şekildedir: $\lambda$=3, $l$=7, $j$=8 ve $f_i$=8 ve Şekil 8'de görülmektedir.

Tip 2 için bu denklemdeki değişkenler şu şekildedir: $\lambda$=3, $l$=9, $j$=11 ve $f_i$=11 ve Şekil 9'da verilmiştir.



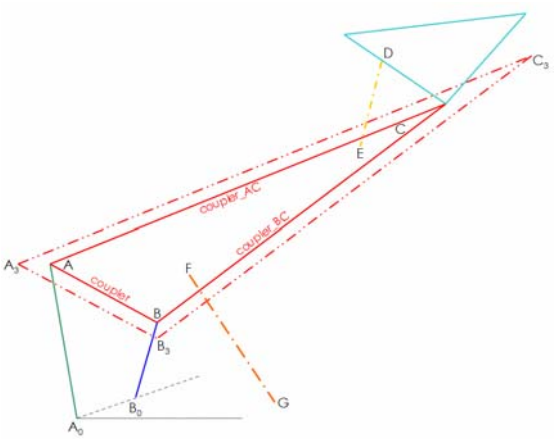

Şekil 9. Kinematik Kriter 5 – Bağlantı uzuvlarının pozisyonu [7]

### 2.3. Kinematik Analiz

Tip 2 sistem için kova pim noktasının hangi 4 konumda hangi şekilde bulunması gerektiği belirli sınırları olan aralıklar içinden rastgele seçilmiştir. Bu konumlar belirlendikten sonra biyel ve sabit uzva bağlı koldan oluşan iki uzuv çifti yaklaşımı (link dyad) ile uzuvların uzunlukları bulunabilir [8]. Şekil 10'da görüldüğü gibi şematik bir şekilde ifade edilen kaldırıcı kol mekanizmasının $A_0$, $B_0$, $A$ ve $B$ noktaları bulunduktan sonra $A\,B\,C$ ile ifade edilen biyel kolunun etrafına belli bir mesafe bırakılarak bir üçgen daha çizilmiştir.

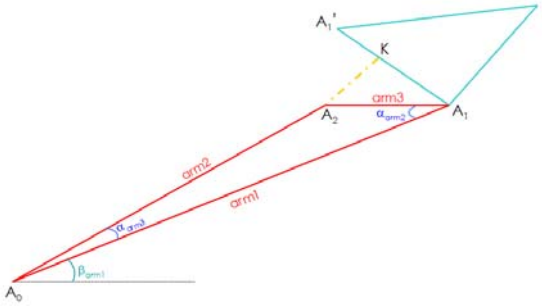
Böyle bir üçgenin çizilmesine neden kaldırıcı ve devirici silindirlerinin bir bağlantılarının bu belirtilen alanın içinde olması gerekliliğindendir. Silindirlerin bağlanacağı yerler Şekil 10'daki kırmızı düz çizgi ile ifade edilen yerde olmak zorunda olmadığından belli bir güvenlik payı bırakılarak daha büyük olan kesik çizgili üçgen çizilmiştir.

Daha sonra $D$ ve $F$ ile ifade edilen silindirlerin kova ve kol üzerindeki bağlanacağı noktalar rastgele bazı oranlar kullanılarak seçilmiştir. Bu noktalar belirlendikten sonra kaldırıcı kolun en alt ve en üst noktası olan iki uç nokta belirlenir ve sistem bu pozisyona getirilerek $F$ noktası merkez kabul edilerek 2 adet çember çizilir. Bu çemberlerden birinin yarıçapı, kaldırıcı silindirin en açık olduğu konumdaki boyu ile eşdeğer olup; diğerinin yarıçapı ise kaldırıcı silindirin en kapalı olduğu durumdaki boyu ile eşdeğerdir. Bu çemberlerin kesiştiği 2 nokta da olası kaldırıcı silindirin şasi üzerinde bağlanma noktalarıdır. Dizayn kriterleri kullanılarak bir tanesine karar kılınır. Aynı şekilde dizayn kriterlerinden boşaltma açısı ve yükün dökülmemesi durumu göz önünde bulundurularak kovanın en uç 2 konumu belirlenir ve yukarıda anlatılmış olan çember çizme işlemi aynı şekilde uygulanır ve 2 kesişim noktasından biri $E$ olarak belirlenir.




Şekil 10. Tip 2 sisteminin şematik çizimi

Tip 1 sistem Tip 2'ye göre daha kolay bir sistemdir. Tip 1'de kaldırıcı kolun şasiye bağlanacağı yer hedeflenen kaldırma yüksekliği kriteri göz önünde bulundurularak belirlenir. Kaldırıcı kolun dikey olarak olabileceği minimum ve maksimum yerin tam ortasına konmaya çalışılır ki kova piminin yatay olarak yeri en alt ve en üst seviyede aynı konumda olabilsin. Daha sonra kova üzerindeki $K$ noktası rastgele bir şekilde belirlenir. Dizayn kriterlerinden boşaltma açısı ve yükün dökülmemesi durumu göz önünde bulundurularak 2 uç konum belirlenerek 2 farklı yarıçaptaki çember çizilerek $A_2$ noktası belirlenmiş olur. Kaldırıcı silindirin kaldırıcı kol üzerinde bağlanacağı nokta rastgele seçilir, buna uygun olarak Tip 2'de olduğu gibi benzer işlemler yapılarak kaldırıcı silindirin şasi üzerinde bağlanabileceği 2 olası nokta belirlenmiş olur ve uygun olan bir tanesinde karar kılınır. Şekil 11 Tip 1 sisteminin şematik görüntüsünü içermektedir.




Şekil 11. Tip 1 sisteminin şematik çizimi

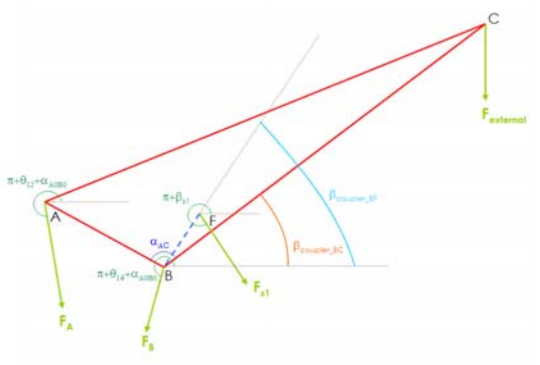
## 3. STATİK KUVVET ANALİZİ

Şekil 12'de serbest çizim diyagramı görünen Tip 2 sistemi kaldırıcı kolu ile ilgili denklemler (2), (3) ve (4)'te görülmektedir.

$$X \Rightarrow \left|\overrightarrow{F_{s1}}\right| \cdot \cos(\beta_{s_1} + \pi) + \left|\overrightarrow{F_A}\right| \cdot \cos(\pi + \theta_{12} + \alpha_{A0B0}) + \left|\overrightarrow{F_B}\right| \cdot \cos(\pi + \theta_{14} + \alpha_{A0B0}) = 0 \quad (2)$$

$$Y \Rightarrow \left|\overrightarrow{F_{s1}}\right| \cdot \sin(\beta_{s_1} + \pi) + \left|\overrightarrow{F_A}\right| \cdot \sin(\pi + \theta_{12} + \alpha_{A0B0}) + \left|\overrightarrow{F_B}\right| \cdot \sin(\pi + \theta_{14} + \alpha_{A0B0}) - \left|\overrightarrow{F_{external}}\right| = 0 \quad (3)$$

$$M(B) \Rightarrow \left|\overrightarrow{F_{s1}}\right| \cdot |FB| \cdot \sin(\beta_{s_1} + \pi - \beta_{coupler_BF}) + \left|\overrightarrow{F_A}\right| \cdot |AB| \cdot \sin(\pi + \theta_{12} + \alpha_{A0B0} - (\beta_{coupler_BC} + \alpha_{AC})) + \left|\overrightarrow{F_{external}}\right| \cdot |BC| \cdot \sin(3\pi/2 - \beta_{coupler_BC}) = 0 \quad (4)$$



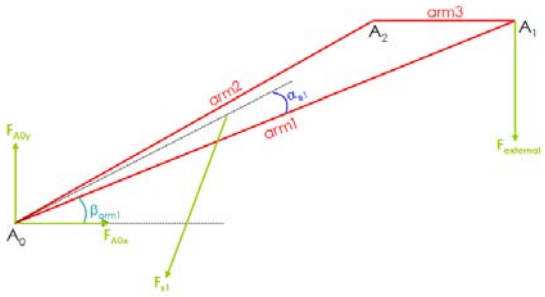

Şekil 12. Tip 2 sisteminin serbest çizim diyagramı

Şekil 13'de serbest çizim diyagramı görünen Tip 1 sistemi kaldırıcı kolu ile ilgili denklemler (2), (3) ve (4)'te görülmektedir.

$$X \Rightarrow \left|\overrightarrow{F_{s_1}}\right| \cdot \cos(\beta_{s_1} + \pi) + \left|\overrightarrow{F_{A0x}}\right| = 0 \quad (5)$$

$$Y \Rightarrow \left|\overrightarrow{F_{s_1}}\right| \cdot \sin(\beta_{s_1} + \pi) + \left|\overrightarrow{F_{A0y}}\right| - \left|\overrightarrow{F_{external}}\right| = 0 \quad (6)$$

$$M(A_0) \Rightarrow \left|\overrightarrow{F_{s_1}}\right| \cdot \left|A_0F\right| \cdot \sin(\beta_{s_1} + \pi - (\beta_{arm1} + \alpha_{s_1})) + \left|\overrightarrow{F_{external}}\right| \cdot arm1 \cdot \sin(3\pi/2 - \beta_{arm1}) = 0 \quad (7)$$



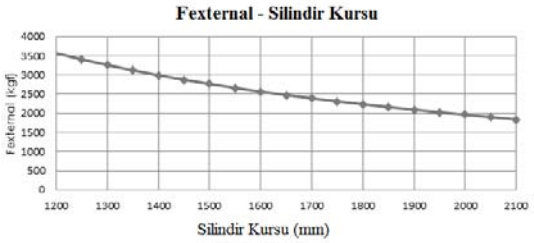

Şekil 13. Tip 1 sisteminin serbest çizim diyagramı

## 4. GENETİK ALGORİTMA

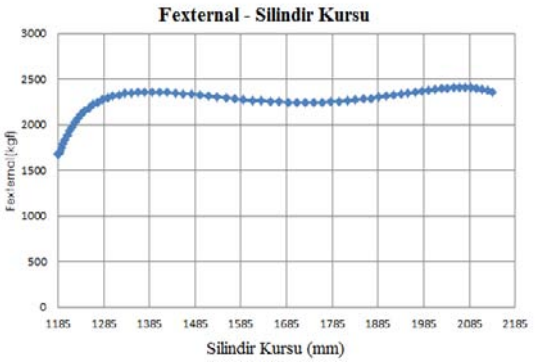
Genetik algoritma deneysel optimizasyon tekniklerinden son zamanlarda oldukça yaygın kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntemin seçilmesinin sebebi çok geniş bir alanda tarama yapabilmesi ve probleme özel bilgi istememesidir.

Genetik algoritma, her parametrenin "gen" olarak adlandırıldığı, birçok genin bir araya gelerek "birey" i oluşturduğu, bireylerin de bir arada bulunması ile "popülasyon" un oluşturulduğu doğal genetikten etkilenen bir optimizasyon yöntemidir. Bu yöntemde belirlenmiş kriterlere göre bireylerin her birine belli bir değer biçilir. İstendiği kadar kriter konulabilir ve bu kriterler istenilen şekilde ağırlıklandırılabilir. Bu belirlenen değerlere göre güçsüz olan bireyler elenir ve güçlü olanlar hayatlarına devam eder [9]. Güçlü olan bireyler mutasyona uğratılarak ya da eşleştirilerek daha güçlü bireyler ortaya çıkartılmaya çalışılır. Hedeflenen puana ulaşıldığında ya da artık daha iyi birey oluşturulamaz duruma geldiğinde optimizasyon programı son bulur. Bu tür çalışmalarda çözüm için yapılan ilk tahmin çok önemlidir. Bu sebeple programın bir defa çalıştırılması bizi sadece yerel bir "en iyi çözüm" ile karşılaştırır. Bu sebeple program defalarca çalıştırılmalı ve sonucunda genel bir "en iyi çözüm" bulunmalıdır.

Microsoft Excel Visual Basic'de yazılan program defalarca çalıştırılarak genel en iyiye ulaşıldıktan sonra iş makineleri için oldukça önemli olan koparma kuvveti değerleri ve mafsal noktalarına gelen kuvvetler kontrol edilmiştir. Koparma kuvveti kovanın alt bıçak sacı yere paralel bir şekilde yerden 20mm yukarıda duruyorken, kovanın en uç noktasının 100mm gerisinden yere dik olarak uygulanabilecek maksimum kuvvettir [10]. Koparma kuvvetinin silindir uzunluğu boyunca olan dağılımı Tip 1 sistem için Şekil 14'te, Tip 2 sistem için ise Şekil 15'te görülmektedir.




Şekil 14. Tip 1 sisteminin koparma kuvveti silindir uzunluğu grafiği



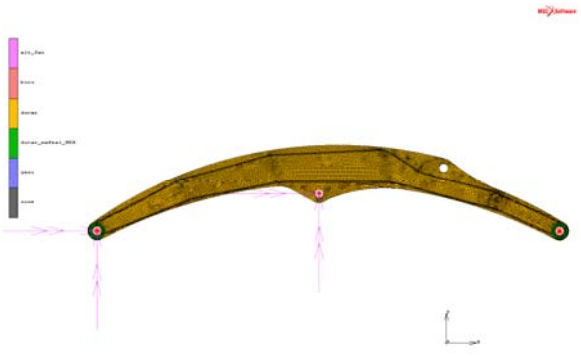

Şekil 15. Tip 2 sisteminin koparma kuvveti silindir uzunluğu grafiği

Bu grafikler çizilirken boru çapı 60mm olan kaldırıcı silindirlere 120barlık çalışma basıncı uygulanmıştır. Her 2 tip sistemin de piyasada bulunan diğer makinelerden daha iyi koparma kuvveti olduğu gözlemlenmiştir.

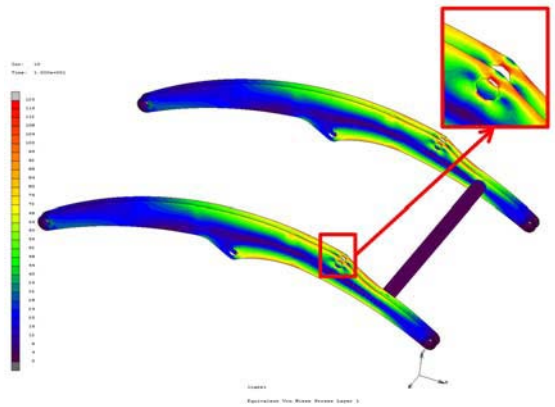
## 5. SONLU ELEMAN ANALİZLERİ

Mafsal noktaları belirlenmiş olan kaldırıcı kola çeşitli yapısal tasarımlar yapılmıştır. En iyi olanları sunulacaktır.

Tip 1 sistemde Şekil 16'da belirtilen yerlerden sabitlenerek, kaldırma işlemi yapılan süreç boyunca kova piminden belirlenmiş olan değişen kuvvetler uygulanarak sonlu eleman analizi yapılmıştır. Mesh yapısı Şekil 16'da, sonuç da Şekil 17'de görülmektedir. Analiz 120MPa ile sınırlandırılmış olup güvenlik sayısı 3 olarak öngörülmüştür.

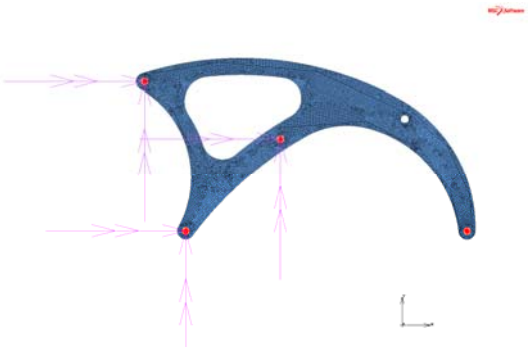


Şekil 16. Tip 1 sisteminin kaldırıcı kolunun sonlu elemanlar ağ yapısı

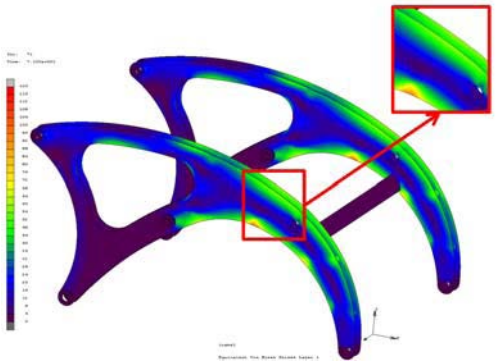


Şekil 17. Tip 1 sisteminin sonlu eleman analizi sonucu

Tip 2 sistemde de Şekil 18'de belirtilen yerlerden sabitlenerek, kaldırma işlemi yapılan süreç boyunca kova piminden belirlenmiş olan değişen kuvvetler uygulanarak sonlu eleman analizi yapılmıştır. Mesh yapısı Şekil 18'de, sonuç da Şekil 19'da görülmektedir. Tip 1'de olduğu gibi analiz 120MPa ile sınırlandırılmış olup güvenlik sayısı 3 olarak öngörülmüştür.



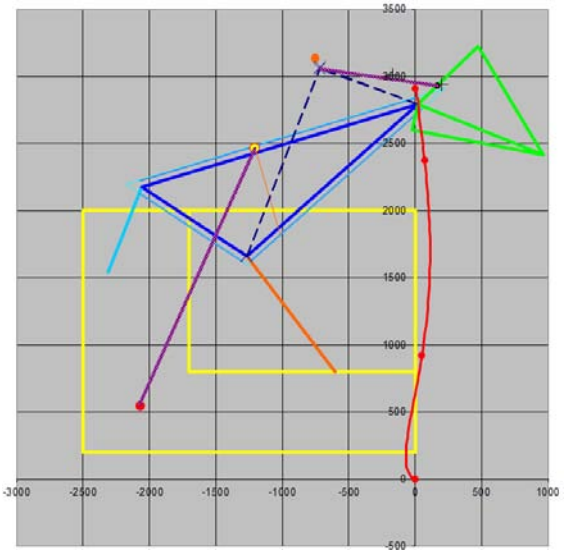
Şekil 18. Tip 2 sisteminin kaldırıcı kolunun sonlu elemanlar ağ yapısı



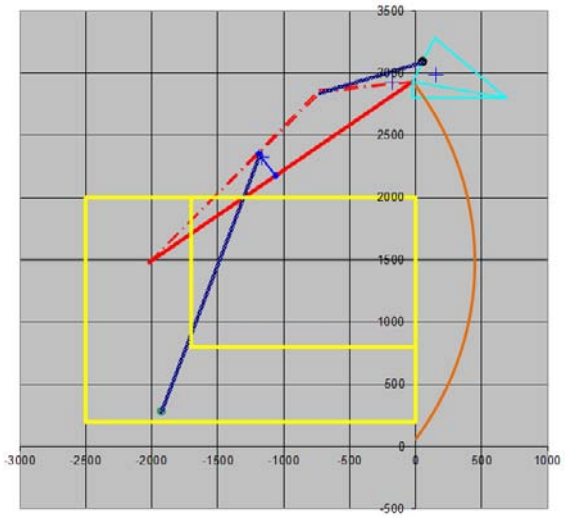
Şekil 19. Tip 2 sisteminin sonlu eleman analizi sonucu

## 6. SONUÇ

Genetik algoritma uygulanarak, dizayn kriterleri göz önünde bulundurularak, mafsal noktalarının optimizasyonu yapılmış olan Tip 1 sisteminin kova piminin izlediği yol Şekil 20'de, Tip 2 sisteminin izlediği yol ise Şekil 21'de görülmektedir.




Şekil 20. Tip 2 sisteminin kova piminin izlediği yol




Şekil 21. Tip 1 sisteminin kova piminin izlediği yol

Optimizasyon sırasında kullanılan ağırlıklandırmalar değiştikçe bulunacak olan optimum birey de değişecektir. Bu sebeple belirlenmiş olan ağırlıklandırmalar sistem ve dolayısıyla çıkacak sonuç için oldukça önem taşımaktadır.

Bu çalışmanın amacının mekanizma optimizasyonu olduğu, şekil optimizasyonu olmadığı unutulmamalıdır, bu sebeple sonlu eleman analizleri sadece optimum olarak belirlenmiş olan mekanizmaların çalışabilir olduğunu göstermek için yapılmıştır.

## 7. KAYNAKLAR

[1] TS 8384 EN ISO 6165, İnşaat ve Kazı Makinaları – Temel Tipler – Terimler ve Tarifler, 2003.

[2] Bobcat, http://www.bobcat.com/loaders/skidsteer/ , 15 June 2011.

[3] Cormidi, http://www.cormidi.it/site_eng.html , 16 June 2011.

[4] Gehl, http://www.gehl.com/const/prodpg_series.html , 16 June 2011.

[5] Volvo Construction Equipment, http://www.volvoce.com/constructionequipment/na/en-us/products/skidsteerloaders/pages/introduction.aspx , 17 June 2012.

[6] Caterpillar, http://www.uk.cat.com/equipment/skid-steer-loaders , 15 June 2012.

[7] New Holland, http://europe.construction.newholland.com/family.php , 15 June 2011.

[8] Erdman, A. G., Sandor, G. N., Mechanism Design Analysis and Synthesis Volume I, 2nd edition, Prentice Hall, New Jersey, 1991.

[9] Renner, G., Ekárt, A., Genetic algorithms in computer aided design, Computer-Aided Design 35 pp. 709–726, 2003.

[10] ISO 14397-2, Earth-moving Machinery – Loaders and Backhoe Loaders – Part 2: Test Method for Measuring Breakout Forces and Lift Capacity to Maximum Lift Height, 2007.

# ESNEK UZUVLU, ADAPTİF ENDÜSTRİYEL ROBOT TUTUCU TASARIMI VE ANALİZİ

**Alikan YILMAZ*, Eres SÖYLEMEZ****
*Aselsan MGEO Grubu, Akyurt Tesisleri 06750, ANKARA
**Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mak. Müh. Bölümü 06800, ANKARA

alyilmaz@aselsan.com.tr , eres@metu.edu.tr

## ÖZET

Endüstriyel uygulamalardaki gelişmeler ile hareket kabiliyeti yüksek, kontrol edilebilirliği kolay ve etkileşim halinde oldukları cisimlere uyumlu robot tutuculara duyulan ihtiyaç artmaktadır. Bu ihtiyacı karşılamak amacıyla bir yandan karmaşık tasarım ve algılayıcı (sensör) yapısına sahip, yüksek maliyetli rijit tutucular tasarlanırken, diğer yandan basit yapılı, farklı büyüklük ve şekildeki cisimleri tutmada daha uyumlu olan, düşük maliyetli esnek tutucular da tasarlanmaktadır. Üretim ve montajındaki kolaylık, hafiflik, ekonomik olmaları, daha az aşınma, boşluksuz ve sessiz çalışma gibi özellikler esnek mekanizmaları her alanda olduğu gibi bu alanda da daha cazip hale getirmektedir. Özellikle tek parça imal edilebildiklerinden maliyetleri rijit mekanizmalara göre oldukça düşüktür. Bu çalışmada, son yıllarda oldukça popüler olan esnek mekanizmalar kullanılarak adaptif, endüstriyel bir robot tutucu tasarımı ve analizi yapılmıştır. Bu tasarımın amacı belirlenen limitler içinde herhangi büyüklük, şekil, pozisyon ve yönelimdeki nesneleri tutacak bir robot tutucu tasarlamaktır. Öncelikle, tasarım girdileri, kısıtları ve hareket yöntemi belirlenmiştir. Farklı geometrilere sahip yeterli sayıda tasarım alternatifleri elde edilmiş ve katı modelleri oluşturulmuştur. Tutucunun deformasyonunun ve cisim ile tutucu arasındaki temasın nonlineer analizi ve benzetimi ANSYS® programı yardımıyla yapılmış ve en uygun tasarım seçilmiştir. Sistemin ayrıca iki boyutlu analitik modeli oluşturulmuş, elde edilen denklemler sayısal yöntemlerle çözülmüş ve elde edilen sonuçlar ANSYS® modeli sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** esnek uzuvlu mekanizmalar, adaptif robot tutucular

# DESIGN AND ANALYSIS OF A FULLY COMPLIANT SHAPE ADAPTIVE (INDUSTRIAL) ROBOT GRIPPER

## ABSTRACT

Developments in industrial applications resulted in an increase in the need for robotic grippers that are highly mobile, easily controllable and adaptive. To meet this demand, in addition to the design of rigid grippers with complex mechanical and sensor structure and high manufacturing costs, grippers that have simple structure, capable of grasping objects with different size and shape with minimum cost are aimed. Also, in the area of robotic grippers, compliant mechanisms have become attractive due to the ease in their manufacturing and assembly, lightness, economy, less wear, backlash and quiet operation. They are economical compared to their rigid counterparts, especially when the ease provided by their monolithic structure in manufacturing is considered. In this contribution, an adaptive industrial robotic gripper is designed and analyzed using compliant mechanisms that are recently popular. The aim is to design a gripper that can grasp objects of any size, shape and objects in any position and orientation within a pre-defined limit. The first step in the design process is to determine the design criteria, the design constraints and the actuation mechanism. A number of design alternatives that have different geometries are modeled using a CAD (computer-aided-design) program. Then, using ANSYS, nonlinear deformation analysis of the gripper fingers, the contact analysis between the object and the gripper are done and the most appropriate design is chosen to be the final one. Additionally, two dimensional analytical model of the final gripper topology is obtained and the governing deformation equations are solved by using numerical methods to be compared with the ANSYS results.

**Keywords:** compliant mechanisms, adaptive robot grippers

## 1. GİRİŞ

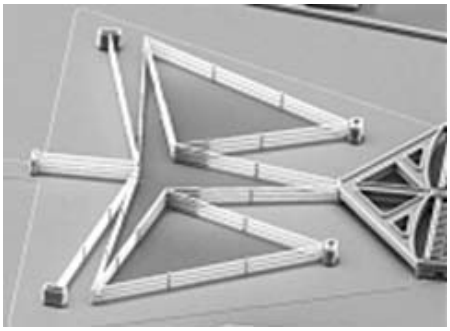
Geleneksel rijit mekanizmalar gibi hareket, kuvvet veya enerji iletimi sağlamak amacıyla tasarlanan ancak uzuv ve bağlantılarının esnek olmasından dolayı meşhur rijit mekanizma tanımına uymayan esnek mekanizmalar, hareketlerinin bir kısmını ya da tamamını sahip oldukları esnek uzuv ve bağlantılar sayesinde gerçekleştirmektedirler [1].

Esnek mekanizmalar ile ilgili akademik çalışmalar 1960'lı yılların ortalarında Burns ve arkadaşlarının çalışmalarıyla başlamıştır [2]. Özellikle, 1980'li yıllardan itibaren bu mekanizmalara olan ilgi artmış ve bu alandaki bilimsel çalışmalar hızlanmıştır. Önce Midha ve diğerleri [3], sonra Ananthasuresh ve Kota [4] gerçekleştirdiği çalışmalar ile esnek mekanizmalar için yeni bir terminoloji oluşturmuş ve esnek mekanizma elemanlarını yapı ve görevlerine göre sınıflandırmıştır. Bir yandan da, bu alanda çalışan araştırmacılar tarafından esnek mekanizmalar için sentez ve analiz yöntemleri geliştirilmiştir. Bunların en önemlileri, *sanki rijit cisim modeli* (Pseudo Rigid Body Model - PRBM) ve yapısal optimizasyon yöntemleridir [5-8]. Akademik alanda gerçekleştirilen çalışmaların yanı sıra yeni bir mekanizma türü olan esnek mekanizmalar mühendislik tasarımlarında da oldukça yaygın olarak tercih edilmekte olup sağladığı avantajlar sayesinde birçok alanda geleneksel mekanizmaların yerini almaya başlamıştır. Malzeme bilimi ve üretim tekniklerinin de gelişmesiyle mikro ve nano elektromekanik sistemlere (MEMS ve NEMS) rahat ve sorunsuz olarak uyarlanabilen esnek mekanizmalar çok çeşitli uygulama alanlarına sahiptir (bkz. Şekil 1-2) [9,10]. Esnek mekanizmaların sağladığı avantajlardan bazıları şöyle sıralanabilir:

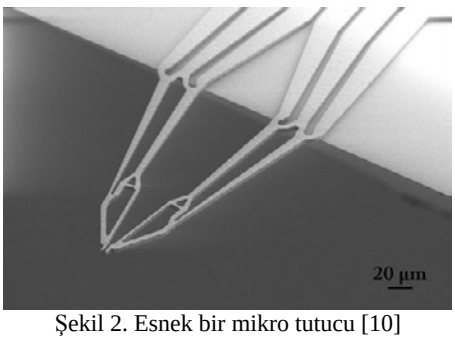
- Tek parça olarak tasarlananları kolayca üretilebilirler ve bunların üretim maliyetleri ve süreleri oldukça düşüktür.
- Tek parçalı yapıda olanları geleneksel mekanizma bağlantılarına sahip olmadıklarından boşluklu ve sesli çalışma, sürtünme, aşınma ve yağlama gibi sorunları yoktur. Bakım gerektirmezler.
- Diğer mekanizmalara göre daha az parçadan oluşurlar, basit yapılı ve hafiftirler.
- Geleneksel rijit mekanizmalar için uygun olmayan koşullarda da sorunsuz çalışabilirler.
- Mikro ve nano imalat yöntemleriyle üretilmeye uygundurlar.
- Uzuv ya da bağlantılarının esnek olması sayesinde enerji depolama özellikleri vardır. Esnek mekanizma tasarımlarında yay kullanımına gerek yoktur.
- Yüksek hassasiyetli ve tekrarlanabilir konumlandırma gerektiren alanlarda kullanılmaya elverişlidirler.

Esnek mekanizmaların sahip olduğu avantajların yanı sıra bazı dezavantajları bulunmaktadır.

- Esnek mekanizmalar sentezlenirken ve analiz edilirken mekanizmanın kinematiği ve kuvvet karakteristiği eş zamanlı olarak ele alınmalıdır. Bu da tasarımlarını zorlaştırmaktadır.
- Esnek mekanizmalar doğrusal olmayan deformasyonlara maruz kaldıklarından, analizleri doğrusal sistemlere göre daha zordur.
- Esnek mekanizmalarda depolanan gerilme enerjisi bazı uygulamalarda dezavantaj olabilmektedir.
- Esnek mekanizmaların uzuv ve bağlantıları periyodik yüklemeye maruz kaldığından ömürleri düşüktür.



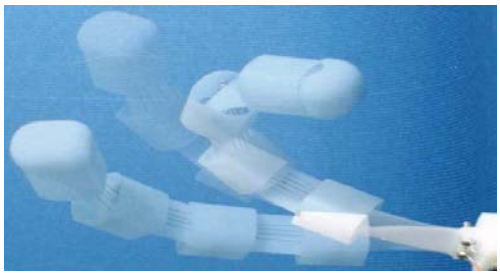
Şekil 1. Kurs çoğaltıcı esnek bir mikro mekanizma (U.S. Patent 6,175,170) [9]




Şekil 2. Esnek bir mikro tutucu [10]

Sanayide otomasyona ve robotlara verilen önem giderek artmakta ve birçok sektörde insan gücünün yerini akıllı makineler ve robotlar almaktadır. Özellikle seri üretim hatlarında kullanılmakta olan robotlar, ürün toplama ve paketleme, pres besleme, basınçlı döküm, kaynak, boyama, montaj ve test gibi görevleri başarıyla yerine getirmektedirler. İmalatçıların pazar değişimlerini en az maliyetle ve değişiklikle takip edebilmek için daha esnek ve ekonomik çözüm arayışı içinde olmaları, seri üretim robotlarına yeni özellikler kazandırılmasını gerekli kılmıştır. Kazandırılan bu özelliklerin başında, karar verme yeteneğine sahip olma, çevrim sürelerinin kısaltılması, kolay kullanılabilme ve kolay kontrol edilebilme, değişen görev ve çalışma koşullarına uyumlu olabilmesi amacıyla adaptif tutucularla donatılma sayılabilir.

Özel işler için tasarlanan robotlardan, çok amaçlı robotlara geçilirken birçok konuda olduğu gibi robot tutucu tasarımlarıyla da ilgili çeşitli çalışmalar yapılmıştır. İnsanların, çoğu işlerini elleriyle yapabildikleri düşünülürse, insan gücünün yerini alan robotların tutucularının da insan eli kadar hünerli ve uyumlu olması gerekmektedir. Bu nedenle konuyla ilgili yapılan çalışmalarda insan elinin yapısına benzeyen ve fonksiyonunu yerine getiren robot tutucu tasarımları gerçekleştirilmiştir. Ancak, insan eline benzetilerek tasarlanan ilk robot eller oldukça karmaşık yapılı ve yüksek maliyetli olmuştur [11-12]. Sonraki yıllarda ise araştırmacıların adaptif, basit yapılı ve az sayıda eyleyici ile hareketin sağlandığı yapılara yöneldiği gözlemlenmiştir. Buradaki amaç kontrol edilebilirliği kolay, aynı zamanda hafif ve düşük maliyetli robot tutucu tasarımları gerçekleştirebilmektir. Bu nedenle, araştırmacılar tarafından ilk olarak eksik tahrikli rijit mekanizmalar kullanılmış ve robot parmakların hareketi için gerekli eyleyici sayısını azaltan tasarımlar yapılmıştır [13]. Daha sonraki tasarımlarda ise esnek mekanizmalar da kullanılarak tek parça veya parça sayısı daha az olan robot parmaklar tasarlanmıştır (bkz. Şekil 3) [14]. Son yıllarda FESTO firması tarafından geliştirilen biyonik taşıma yardımcısı ise (Bionic Handling Assistant) bu alandaki en önemli gelişme sayılabilir (bkz. Şekil 4) [15].



Şekil 3. Şekil hafızalı alaşım (Shape Memory Alloy - SMA) tel ile tahrikli esnek bir robot parmağı [14]



Şekil 4. FESTO firması tarafından geliştirilen robot kol ve tutucu [15]

Bu çalışmanın amacı, endüstriyel robotlara kolay monte edilebilen, ürün toplamada kullanılan ve belirlenen tasarım limitleri içerisindeki herhangi büyüklük, şekil, pozisyon ve yönelimdeki nesneleri tutabilme kabiliyetine sahip bir robot tutucu tasarımının gerçekleştirilmesidir. Robot tutucunun basit yapılı, adaptif ve düşük maliyetli olması için parmak yapısında esnek mekanizmalar ve tek serbestlik dereceli tahrik sistemi tercih edilmiştir. Bu bildirinin içeriği şöyledir: ikinci bölümde, tasarım ölçütleri belirlenmiştir ve yeterli sayıda tasarım alternatifi oluşturularak nesneyi kavrama kararlılığı, sıkma basıncı, en fazla tahrik kuvveti ve deplasmanı gibi çeşitli kriterlere göre alternatifler değerlendirilmiştir. Ayrıca, ANSYS programı ile yapılan benzetimlerin sonucunda en iyi kavramsal tasarım seçilmiştir. Üçüncü bölümde, seçilen tasarımdaki parmak yapısının analitik modeli oluşturulmuştur. Uzuvlar, iki boyutlu çubuk elemanlar olarak modellenmiş ve büyük yer değiştirme teorisine göre elde edilen türevsel denklemler Lan tarafından esnek mekanizma tasarımına uyarlanan genelleştirilmiş atış tekniği (Generalized Shooting Method - GSM) ile çözülmüştür [16]. Elde edilen sonuçlar ANSYS modeli ile karşılaştırılmıştır. Dördüncü bölümde ise nihai tasarımın farklı şekil ve büyüklükteki nesneleri tutmadaki performansını değerlendirmek için yapılan bazı benzetim sonuçları verilmiştir.

## 2. TUTUCU YAPISININ KAVRAMSAL TASARIMI

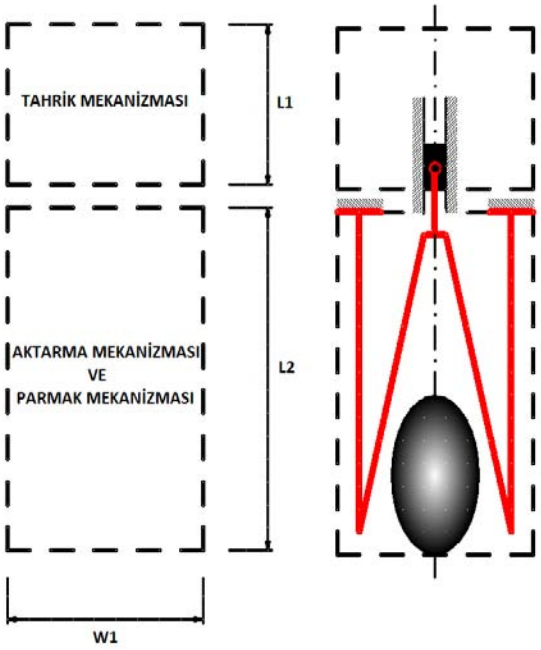
Bu çalışmada tasarlanacak olan robot tutucu seri üretim hatlarındaki konveyör bant üzerinde ilerlemekte olan ürünleri toplamak ve sınıflandırılmak için kullanılacaktır. Öncelikli olarak, bu amaçla kullanılan robot kolların çalışma prensipleri ve mevcut tutucu tasarımları incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda, konveyör üzerinden malzeme toplama işlemini gerçekleştirmek için ürünlere üstten yaklaşma ve ürünü iki parmaktan oluşan kıskaç şeklindeki yapılarla tutmanın, kullanılan en yaygın yöntem olduğuna karar verilmiştir. Daha sonra, bu bilgiler göz önünde bulundurularak tasarım kriterlerini belirlemeye ve kavramsal tasarımları oluşturmaya yönelik çalışmalar yapılmıştır.

### 2.1. Tasarım Kriterlerinin Belirlenmesi

Literatürdeki tasarımlar incelendiğinde tutucu yapılarının üç ana mekanik yapıdan meydana geldiği görülmektedir. Bu üç ana yapı tahrik mekanizması, aktarma mekanizması ve tutucu parmak yapısıdır. Esnek robot tutucularda aktarma mekanizması parmak yapısı ile bütünleşik olarak bulunabilmektedir. (bkz. Şekil 6)

Bu örnek çalışma sonucunda tasarlanacak tutucu için aşağıda belirtilen tasarım ölçütleri esas alınmıştır.

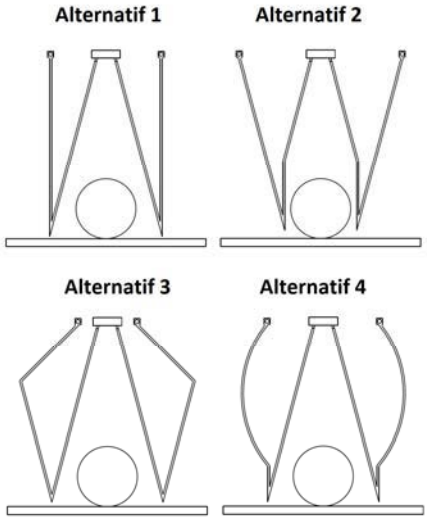
- Bu eksik tahrikli tutucunun yapısında bir adet eyleyici kullanılacaktır.
- Tasarlanacak tutucu iki parmaklı olacaktır.
- Tutucu parmaklar tamamı esnek ve dağıtılmış esnekliğe sahip uzuvlardan oluşmalıdır.
- Tutucu parmakların tutma hareketini gerçekleştirdiği düzlem konveyöre dik olmalıdır.
- Tutucu basit yapılı, kolay üretilebilir ve hafif olmalıdır.
- Limitler içerisindeki farklı şekil, büyüklük ve yönelimdeki nesneleri dengeli bir şekilde kavrayabilme yeteneğine sahip olmalıdır.
- Tutucunun toplam uzunluğu (L1+L2) en fazla 150 mm olmalıdır. (bkz. Şekil 6)
- Tutucu parmakları arasındaki ağız açıklığı (W1) en az 50 mm, en fazla 80 mm olmalıdır**.** (bkz. Şekil 6)

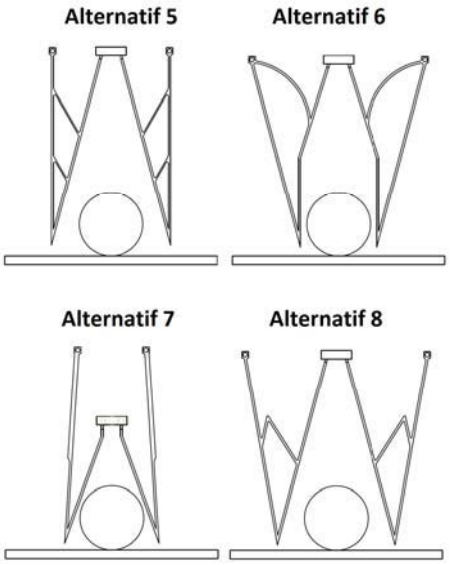



Şekil 6. Basit tutucu mekanizmasının gösterimi

### 2.2. Tasarım Alternatiflerinin Belirlenmesi

Tasarım alternatiflerini belirlemek için temel kıskaç şeklindeki tutucu yapısından yola çıkılmış ve bu şekil üzerinden sezgi yoluyla tasarım kriterleri çerçevesinde çeşitli değişiklikler yapılarak alternatif tutucu yapıları elde edilmiştir. Daha sonra bilgisayar destekli tasarım (Computer Aided Design - CAD) programı Pro-Engineer® kullanılarak bütün alternatiflerin katı modelleri oluşturulmuştur. Şekil 7' de söz konusu modeller gösterilmektedir.






Şekil 7. Kavramsal tasarım alternatifleri

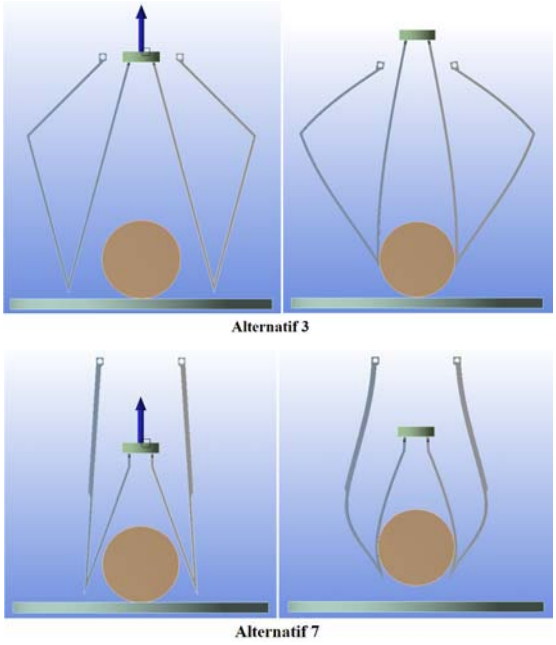
### 2.3. En İyi Tasarımın Seçilmesi

Oluşturulan alternatifler arasından en iyi tasarımı belirleyebilmek için ANSYS programı yardımıyla nonlineer deformasyon analizleri yapılmıştır. Analizlerde tutucu malzemesi olarak polietilen seçilmiştir. Tutulacak nesne, tutucu bağlantılarının sınır koşulları ve tutucunun nesneye yaklaşma biçimi bütün analizler için sabit tutulmuştur.

Yapılan her analizde, farklı tutucu geometrilerinin silindir şeklindeki nesneyi kavrayabilme yeteneği benzetimler yardımıyla incelenmiştir. Tablo 1' de belirtilen değerlendirme kriterlerine göre her bir tasarım alternatifinin üstün ve zayıf yönleri ele alınmıştır ve detaylı olarak incelenmiştir.

#### 2.3.1. Benzetim Örnekleri

Kavramsal tasarımların değerlendirilmesi sırasında ANSYS programı yardımıyla elde edilen örnek benzetim sonuçları aşağıda gösterilmiştir. (bkz. Şekil 8) Şekilden de anlaşılacağı üzere Alternatif 3 nesneyi beklenen şekilde tutamazken, Alternatif 7'nin nesneyi kararlı bir şekilde kavradığı görülmektedir.




Şekil 8. Benzetim örnekleri

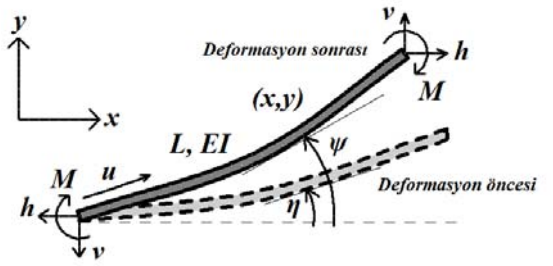
Tablo 1. Tasarım alternatiflerini değerlendirme kriterleri

| | Değerlendirme Kriterleri | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| **Kavramsal Tasarımlar** | **Nesneyi Kavramakta Kararlı mı? (Evet/Hayır)** | **Sıkma Basıncı Sabit mi? (Evet/Hayır)** | **En Fazla Sıkma Basıncı (MPa)** | **En Fazla Tahrik Kuvveti (N)** | **Tahrik Deplasmanı (mm)** |
| Alternatif 1 | Evet | Hayır | 0.25 | 1.7 | 8 |
| Alternatif 2 | Evet | Evet | 0.2 | 1.3 | 10 |
| Alternatif 3 | Hayır | Hayır | 0.03 | 0.5 | 12 |
| Alternatif 4 | Hayır | Hayır | 0.06 | 0.8 | 12 |
| Alternatif 5 | Evet | Hayır | 0.47 | 5.7 | 9 |
| Alternatif 6 | Evet | Hayır | 0.43 | 3.7 | 8 |
| Alternatif 7 | Evet | Evet | 0.5 | 2.5 | 6 |
| Alternatif 8 | Evet | Hayır | 0.27 | 2.4 | 10 |

Yapılan benzetim ve analiz sonuçları değerlendirildiğinde Alternatif 2 ve Alternatif 7'nin benzer özelliklere sahip olduğu Tablo 1'den anlaşılmaktadır. Ancak Alternatif 7' nin tahrik deplasmanının daha az oluşu önemli bir avantajdır. Ayrıca, tasarım değerlendirme kriterlerinde yer almayan fakat benzetimler sırasında alternatiflerin hepsinde gözlenen önemli bir durum da, kavrama sırasında nesnenin yukarı doğru fazla hareket etmesidir. Eğer tutulacak nesne çok hassas ve kırılgan olursa, tutucu nesneyi bıraktığında nesne yüksekten düşeceği için zarar görebilir. Alternatif 7 diğer tasarımlara göre nispeten nesnenin daha az yükselmesine izin vermektedir. Bütün bu özellikler göz önüne alındığında, en iyi kavramsal tasarım olarak Alternatif 7 seçilmiştir.

## 3. TUTUCU PARMAKLARININ ANALİTİK MODELİ

### 3.1. Analitik Modelin Oluşturulması

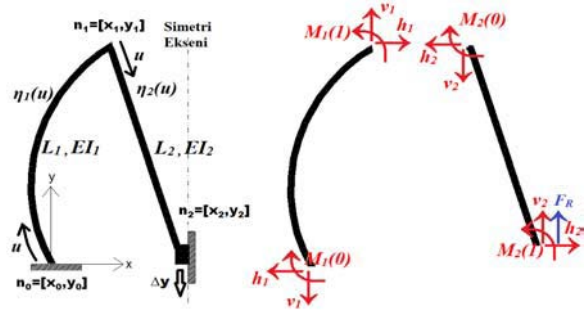



Şekil 10. Esnek bir uzvun deformasyon modeli

Bu çalışmada esas alınan esnek çubuk modeli ilk olarak 1962 yılında Frisch-Fay tarafından ortaya konulmuştur ve Lan tarafından 2005 yılında esnek mekanizmaların tasarımına uyarlanmıştır [17,18]. Şekil 10'da gösterilen bir esnek mekanizmaya ait uzuv modelinde kesik çizgiler uzvun deformasyon öncesindeki orijinal halini, düz çizgiler deforme olmuş halini göstermektedir. Bu modelde uzvun orijinal ve deforme olmuş hali sırasıyla $\eta(u)$ ve $\psi(u)$ açı fonksiyonları ifade edilmektedir. Burada $u \in [0\ 1]$ boyutsuz yay uzunluğudur. Her iki açı fonksiyonu da genel x-y koordinat sistemine göre tanımlanmıştır. Yukarıdaki modelde gösterilen $L$ uzunluğundaki uzuv yatay eksende $h$, düşey eksende $v$ dış kuvvetlerinin ve $M$ momentinin etkisiyle deformasyona uğramaktadır. Uzvun esneklik katsayısı $E$ ve kesit alanının eylemsizlik momenti $I$ olarak ifade edilmektedir. Esneklik katsayısı ve kesit alanının eylemsizlik momenti sabit olarak tanımlanabilir veya $u$ değişkeninin fonksiyonu olabilir. Böylece yukarıdaki model, düzgün bir şekle ve homojen malzeme yapısına sahip olmayan uzuvlar için de kullanılabilir. Uzun çubuk varsayımına göre, eksenel yöndeki deformasyon ve kesme deformasyonu uzvun eğilme yönündeki deformasyonundan çok küçük olduğundan ihmal edilmiştir. Yüksek deformasyona uğrayabilen esnek uzuvlar için kullanılan korumun denklemleri Eşitlik 1' de verilmiştir.

$$\begin{bmatrix} \psi_i \\ \psi_i' \\ x_i \\ y_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \psi_i' \\ \dfrac{L_i^2}{EI_i}\left(h_i \sin\psi_i - v_i \cos\psi_i\right) - \dfrac{I_i'}{I_i}\left(\psi_i' - \eta_i'\right) + \eta_i'' \\ L_i \cos\psi_i \\ L_i \sin\psi_i \end{bmatrix} \quad (1)$$

Her uzuv için oluşturulan bu türevsel denklem setinin çözülebilmesi için ayrıca bilinen sınır koşul eşitlikleri sağlanmalıdır. Bilinmeyenler ise tahmin edilerek yinelemeli bir çözüm yöntemi izlenmelidir.




Şekil 11. İki uzuvlu esnek mekanizmanın şematik gösterimi ve serbest cisim diyagramı (Free Body Diagram - FBD)

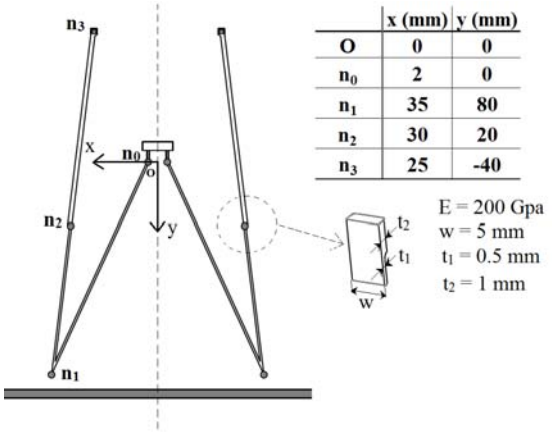
Şekil 11'de iki uzuvdan meydana gelen bir esnek mekanizma ve bu mekanizmaya ait serbest cisim diyagramı görülmektedir. Bu mekanizmada $n_0$ düğüm noktasında sabit kenetli bağlantı, $n_1$ düğüm noktasında hareketli kenetli bağlantı ve $n_2$ düğüm noktasında kızaklı bağlantı bulunmaktadır. Bu düğüm noktalarına ait sınır koşul eşitlikleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Şekil 11'de gösterilen iki uzuvlu esnek mekanizma için sınır koşulları

| Düğüm Noktaları | Moment ve Açı Denklemleri | Kuvvet ve Deplasman Denklemleri |
|---|---|---|
| n0 | $\psi_1(0)-\eta_1(0)=c_0$ | $x_1(0)=x_0$ , $y_1(0)=y_0$ |
| n1 | $\psi_1(1)-\eta_1(1)=\psi_2(0)-\eta_2(0)$<br>$\frac{E_1I_1}{L_1}\left(\psi_1'(1)-\eta_1'(1)\right)=\frac{E_2I_2}{L_2}\left(\psi_2'(0)-\eta_2'(0)\right)$ | $x_1(1)=x_2(0)$ , $y_1(1)=y_2(0)$<br>$h_1-h_2=0$ , $v_1-v_2=0$ |
| n2 | $\psi_2(1)-\eta_2(1)=c_2$ | $x_2(1)=x_2$ , $y_2(1)=y_2+\Delta_y$<br>$v_2+F_R=0$ |

### 3.2. Seçilen Tasarımın Hareket ve Kuvvet Analizi

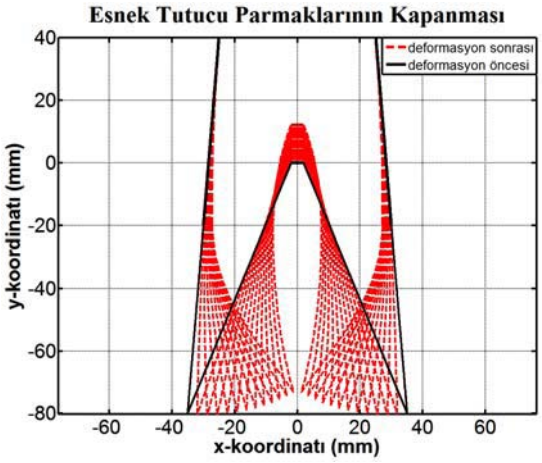
Bu bölümde en iyi kavramsal tasarım seçilen Alternatif 7'nin hareket analizinin analitik yöntemle nasıl yapıldığı anlatılmaktadır. İlk olarak, tutucu yapısının geometrik ölçüleri, uzuvların kesit ölçüleri ve tutucunun malzeme özellikleri belirlenmiştir. (bkz. Şekil 12) Daha sonra, Matlab® programında yazılan analiz kodu için bir girdi dosyası oluşturulmuştur. Her uzuv için yazılan nonlineer korunum denklemlerinin ve sınır koşul denklemlerinin bilinmeyenlerini bulmak için genelleştirilmiş atış tekniğiyle çözüm yapılmıştır. Bu kodda bilinmeyenlerin yinelemeli çözümü için Quasi-Newton algoritması uygulanmıştır. Sonuçlarda beklenen yakınsama hızı sağlanamadığı durumlarda ise, uzuvlar küçük parçalara bölünmüş, gerekli bünye denklemleri oluşturulmuş ve elde edilen küçük esnek uzuvların korunum denklemleri çoklu atış tekniği (Multiple Shooting Method - MSM) ile çözülmüştür.



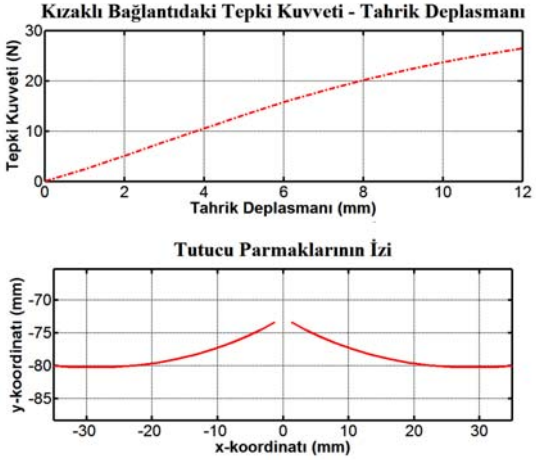

| | x (mm) | y (mm) |
|---|---|---|
| O | 0 | 0 |
| $n_0$ | 2 | 0 |
| $n_1$ | 35 | 80 |
| $n_2$ | 30 | 20 |
| $n_3$ | 25 | -40 |

Şekil 12. Tutucu geometrisi ve ölçüleri

Tahrik deplasmanının kademeli olarak arttırılması sayesinde tutucu parmaklarının her kademede nasıl kapandığı görselleştirilmiştir. (bkz. Şekil 13) Tutucu parmak uçlarının kapanma sırasındaki izi ve kızaklı bağlantıda oluşan tepki kuvvetinin analiz sonuçları Şekil 14'te görülmektedir.



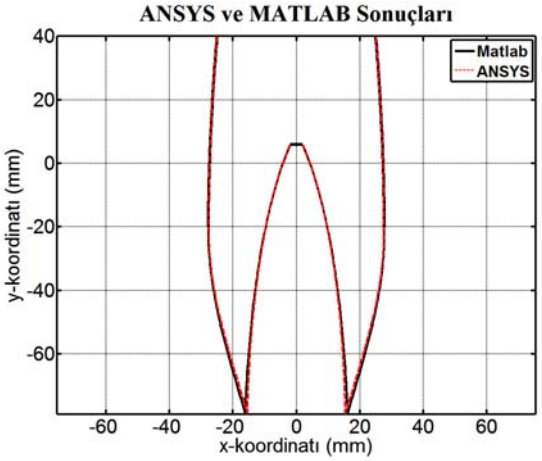

Şekil 13. Tutucu parmaklarının kademeli olarak kapanışı

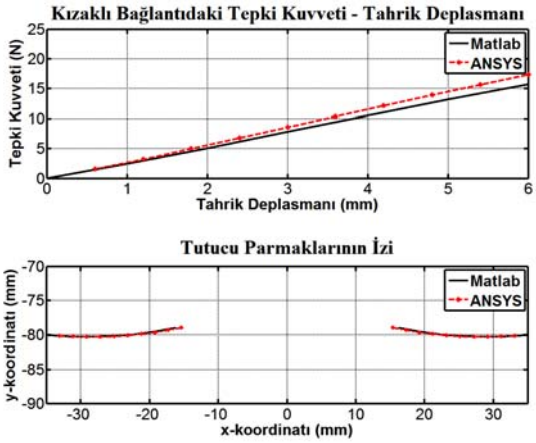



Şekil 14. Analitik Model Sonuçları

### 3.3. Analitik Model ve Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması

Aynı boyutsal ve yapısal özelliklere sahip tutucu parmaklarının ANSYS ve Matlab programları ile yapılan analizlerinin sonuçları bu bölümde karşılaştırılmıştır. Her iki analizden elde edilen deformasyon sonrası şekiller, tutucu tahrik kuvvetleri çok yakın sonuçlar vermiştir. Karşılaştırma sonuçları Şekil 15'te verilmiştir.

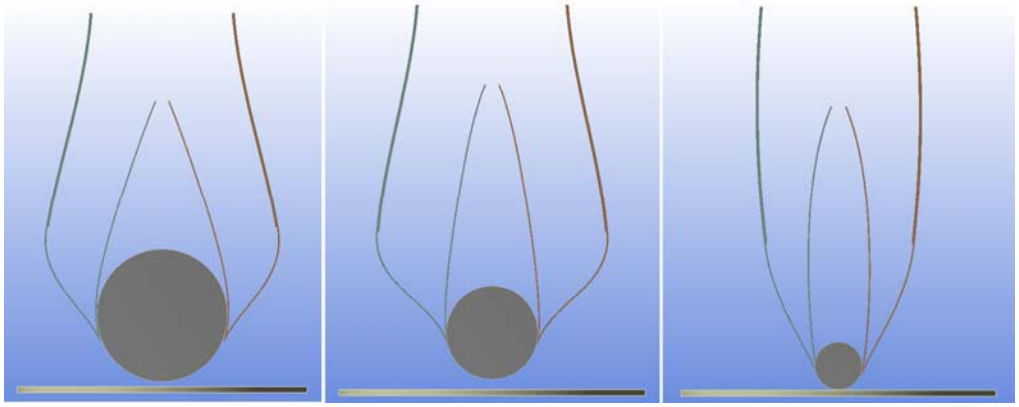


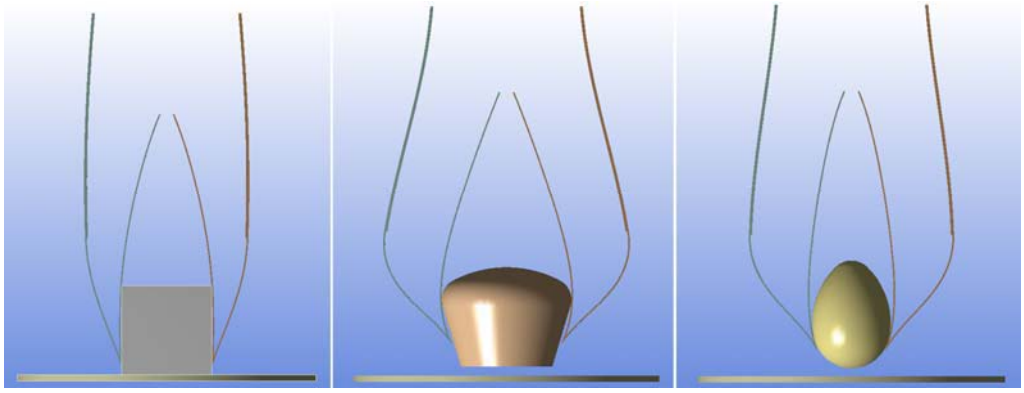

Şekil 15. ANSYS ve analitik model sonuçları

## 4. FARKLI ŞEKİL VE BÜYÜKLÜKTEKİ NESNELERİ TUTMAK İÇİN YAPILAN BENZETİMLER

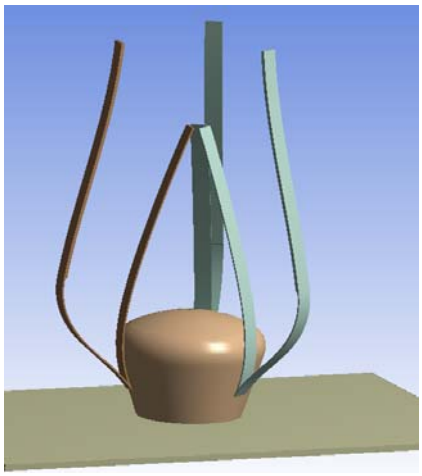
Bu bölümde tasarlanan tutucunun farklı şekil, büyüklük ve yönelimdeki nesneleri tutmadaki performansını incelemek amacıyla yapılan bazı benzetim sonuçları yer almaktadır. Son olarak da üç parmaklı tutucu ile yapılan örnek bir benzetim sonucu gösterilmiştir.



Şekil 16. Farklı çaptaki silindir nesneler 45 mm (sol), 30 mm (orta), 15 mm (sağ) için yapılan benzetimler



Şekil 17. Farklı şekillerdeki nesneler için yapılan benzetimler



Şekil 17. Üç parmaklı tutucu ile yapılan bir benzetim

## 5. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Bu bildiride endüstriyel robotlar için kullanılabilecek esnek bir robot tutucu tasarımı ve analizi sunulmuştur. Tutucunun analizi için iki farklı yöntem kullanılmış ve iki yöntemden de tutarlı sonuçlar elde edildiği gösterilmiştir. Bu tasarımda tutucu ve nesne arasındaki temas yüzeyi sürtünmesiz olarak varsayılmıştır ve analizler bu varsayıma göre yapılmıştır. Bundan sonraki çalışmada tutucu ve nesne arasındaki temas yüzeyinin sürtünmeli modeli oluşturulacaktır. Ayrıca bu bildiride tasarımı anlatılan tutucunun prototipi üretilerek deneysel sonuçlar analiz sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır.

## 6. KAYNAKLAR


1. Howell, L. L. Compliant Mechanisms. New York : John Wiley & Sons, 2001.
2. Burns, R. H. ve Crossley, F. R.E. Kinetostatic Synthesis of Flexible Link Mechanisms. ASME Paper, 1968. Cilt 66.
3. Midha, A., Norton, T. ve Howell, L. L. On the Nomenclature, Classification, and Abstraction of Compliant Mechanisms. ASME, Journal of Mecahnical Design, 1994. Cilt 116, s. 270-279.
4. Ananthasuresh, G. K., Kota, S. A New Design Paradigm in Micro-Electromechanical Sysytems & Investigations on Compliant Mechanisms. Ph.D. Dissertation, University of Michigan, 1994.
5. Howell, L. L. ve Midha, A. Parametric Deflection Approximations for End-Loaded, Large Deflection Beams in Compliant Mechanisms. Proc. of the 22 nd Biennal Mechanism Conference: Mechanism Design and Synthesis, 1992. Cilt 46, s. 157-166.
6. Lu, K. J. ve Kota, S. Topology and Dimensional Synthesis of Compliant Mechanisms Using Discrete Optimization. ASME, Journal of Mechanical Design, 2006. Cilt 128.
7. Gallego, J. A. ve Herder, J. L. Synthesis Methods in Compliant Mechanisms: An Overview. ASME, International Design Engineering Conference, 2009.
8. Howell, L. L. ve Midha, A. A Method for the Design of Compliant Mechanisms With Small-Length Flexural Pivots. ASME, Journal of Mechanical Design, 1994. Cilt 116.
9. Flexsys - Compliant Systems Background and Design, http://www.flxsys.com/technology.shtml, Flexsys Inc.
10. Nanowerk - Nanotechnology Gets a Grip, http://www.nanowerk.com/spotlight/spotid=8390.php, Nanowerk Inc.
11. Bekey, G. A., et al. Knowledge Based Control of Grasping in Robot Hands Using Heuristics from Human Motor Skills. IEEE,Transactions in Robotic and Automation Society, 1993. Cilt (6)9, s. 709-722.
12. Massa, B., et al. Design and Development of an Underactuated Prosthetic Hand. IEEE, International Conference on Robotics and Automation, 2002.
13. Birglen, L., Laliberte, T. ve Gosselin, C. Underactuated Robotic Hands. New York : Springer, 2008.
14. Lan, C. C. ve Yang, Y. L. A Computational Design Method for a Shape Memory Alloy Wire Actuated Compliant Finger. ASME, Journal of Mechanical Design, 2009. Cilt 131, 021009, s. 1-9.
15. Festo - Bionic Handling Assistant, http://www.festo.com/cms/en_corp/9655.htm, Festo Inc.
16. Lan, C. C. ve Lee, K.-M. Generalized Shooting Method for Analyzing Compliant Mechanisms. Barcelona : IEEE, International Conference on Robotics and Automation, 2005. s. 4309-4314.
17. Frisch-Fay, R. Flexible Bars. Butterworths, 1962.
18. Lan, C. C. Computational Models for Design and Analysis of Compliant Mechanisms. Ph. D. Dissertation, Georgia Institute of Technology, 2005.

# TORNALAMADA TIRLAMA TİTREŞİMLERİNİN KESİCİ TAKIM VE İŞ PARÇASI MALZEMESİNE GÖRE SES FREKANSININ ARAŞTIRILMASI

Erol TÜRKEŞ, Özge AKBÜLBÜL

Dumlupınar Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Müh. Bölümü 43100, KÜTAHYA

eturkes@dpu.edu.tr, ozgeakbulbul@hotmail.com,

## ÖZET

Talaş kaldırmada sürekli olarak, zorlanmış ve kendiliğinden oluşan olmak üzere iki türlü titreşim mevcuttur. Zorlanmış titreşim, takım tezgahının mekanik hareketlerinin toplam etkisinin sonucu ortaya çıkan titreşimdir. Kendiliğinden doğan titreşim ise talaş kaldırmadan dolayı, tezgahtan ve dış çevreden bağımsız olarak oluşan tırlama titreşimidir. Tırlama titreşimi, iş parçalarının boyutsal tamlığında azalma, düşük işleme hassasiyeti, kesici takım aşınmaları ve kırılmaları, takım tezgahının zarar görmesi gibi üretimi sınırlayan etkenlerin yanında çalışma ortamında aşırı sesten dolayı gürültüye de sebep olur. Bu titreşim ve ses sistemin rijitliğine göre aşırı talaş genişliği gibi şartlar altında başlayarak çabucak gelişir ve büyük genliklere erişerek kesme kuvveti periyodik bir biçimde değişebilir. İşlenmiş yüzeydeki dalgalanmalar ve titreşimler aşırı olarak değişir. Tırlama, bu titreşimlerle birleşen ses ve işlenen yüzey üzerinde kesici takımın bıraktığı izler ile kolaylıkla görülebilir. Bu çalışmada, tornalama sırasında iş parçası malzemesinin ve takım tutucu malzemesinin değişimine göre titreşimin ve ortaya çıkan gürültünün nasıl değiştiği yapılan kesme deneyleri ve ses ölçüm testleriyle araştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:**Tornalama, Tırlama Titreşimleri, Gürültü

# SOUND INVESTIGATION ACCORDING WORK AND TOOL MATERIALS OF THE TURNING CHATTER VIBRATIONS

## ABSTRACT

Continuously, there are two kinds of vibration in metal cutting. These are forced and self-excited vibrations. Chatter is a self-excited type of vibration that occurs in metal cutting if the chip width is too large with respect to the dynamic stiffness of the system. Under such conditions this vibrations start and quickly grow. The cutting force becomes undulated, and the chip thickness varies in the extreme so much that it becomes dissected. Chatter is easily recognized by the noise associated with these vibrations, by the chatter marks on the cut surface, and by the appearance of the chips. Machining with chatter –unstable cutting- is mostly unacceptable because of the chatter marks on the machined surface, and by the appearance of the chips. The large peak values of the variable cutting force might cause breakage of the tool or of some other part of the machine tool. In this study, variable of the chatter vibration and sound are investigated by dynamic cutting tests and voice measurement tests according to workpiece and tool holder materials.

**Keywords:**Turning, chatter vibration, Sound.

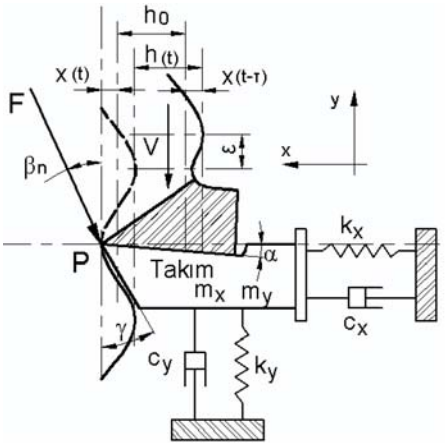
## 1. GİRİŞ

Takım tezgahlarında kesme sırasında iş parçası yapısı ve kesme dinamiğinin etkileşiminden oluşan kendi kendini besleyen (self-excited) titreşim tırlama titreşimi diye adlandırılır. Bu titreşim sonucunda, işlenen parçalarda boyutsal tamlıkta azalma, kalitesiz yüzey işlemesi, takım aşınmaları ve kırılmaları, takım tezgahının zarar görmesi gibi üretimi sınırlayan etkenler ortaya çıkar. Sistemin rijitliğine göre aşırı talaş genişliği gibi şartlar altında tırlama titreşimi başlayarak çabucak gelişir ve büyük genliklere erişerek kesme kuvveti periyodik bir biçimde değişebilir hale gelir. Talaş kalınlığı da, işlenmiş yüzeydeki dalgalanmalar gözle görülebilecek şekilde aşırı değişir. Metal kesmede tırlamanın oluşmasının iki kaynağı vardır. Bunlar, mod çiftinin oluşumu ve işlenen yüzeyde oluşan dalgaların tekrarlı bir şekilde üretilmesidir [1,2]. İşlenen yüzeyin kalitesi özellikle savunma, uzay, hava ve kalıpçılık sanayinde önem taşımaktadır [3-5]. Takım tezgahlarında tırlama titreşimleri ve kararlılık analizleri konusunda geçmişte yapılan çalışmaların bir çoğunda kesme kuvvetlerinin, takım-iş parçası pozisyonunun ve hızın lineer bir fonksiyonu olarak değiştiği kabul edilmiştir [6]. Tırlama titreşimleri sonucu takımın çabuk aşınması, körelmesi ve mikro düzeyde de olsa oluşan kırılmalar vasıtasıyla talaş kaldırma sırasında aşırı ses ve gürültü meydana gelmektedir. Çıkan bu sesin kaydedilmesiyle tırlama titreşimlerinin frekansları tespit edilebilmektedir. Bu frekanslardaki sesler çalışanları rahatsız edebilmektedir. İşlenen iş parçası yüzeyi ve takım etkileşimiyle çıkan seslerden yüzey kalitesi analizleri de yapılabilmektedir [7]. Bilindiği gibi insanın ses işitme frekans aralığı 20-20000 Hz. dir. Pek çok insanda devamlı 85 dB üzerinde gürültüye maruz kalma anlamlı şekilde işitme kaybına yol açar ve daha yüksek sesler bu hasarı arttırır. Korunmamış kulaklar için izin verilen maruz kalma süresi ortalama gürültü seviyesinde her 5dB artış için yarısı kadar azaltılmalıdır. Örneğin 90dB için maruz kalma süresi 8 saat, 95 dB için 4 saat ve 100 dB için 2saat olmalıdır. İzin verilen en yüksek gürültü seviyesi korunmuş kulak için günde 15 dakika ve 115 dB'dir.140 dB üzerindeki gürültü kabul edilemez.

Bu çalışmada, iki serbestlik derecesine sahip bir tornalama sisteminin kararlı yani titreşimsiz kesme yapabilmesi için öncelikle kesme sisteminin dinamik denklemleri türetilmiş ve kararlılık analizi için gerekli bağıntılar çıkarılmıştır. Kesme sisteminin aynı özellikleri ve yapısal parametreleri sabit bırakılarak değişik malzemeli iş parçaları kesilerek kararlı kesme sınırlarındaki tırlama frekansları ve ses şiddetleri karşılaştırılmıştır.

## 2. MODELLEME ve KARARLILIK ANALİZİ

Tırlama titreşiminin analizi, karalı kesmenin hangi mil hızları ve kesme derinliklerinde oluşacağının tahmini için kararlılık diyagramlarının çizdirilmesi için yapılır. Burada lineer analiz tekniğinin tornalama operasyonuna analitik olarak uygulanması kısaca verilmiştir. Kesme yapan takımın, ilerleme doğrultusunda kesme yaptığı kabul edilirse titreşime ilerleme kuvveti $\left(F_f\right)$ [N] neden olmaktadır. Bu durum Şekil 1' de görülmektedir. Burada iki serbestlik dereceli dik kesme tornalama operasyonu örnek olarak verilmiştir. Bu sistemin titreşim hareketi, ilerleme doğrultusundaki eşdeğer kütle $\left(m_x, m_y\right)$ [kg], yay sabiti $\left(k_x, k_y\right)$ [N/m] ve sönümleme $\left(c_x, c_y\right)$ [Ns/m] elemanlarıyla modellenmiştir.




Şekil 1. Titreşimli kesme sistemi modeli

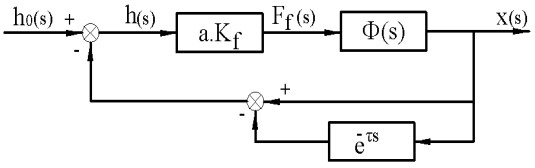
Şekil 1' deki iki serbestlik dereceli tornalama sisteminin (x) ve (y) doğrultularındaki hareket denklemleri aşağıdaki gibi oluşturulabilir;

$$m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) = F(t) Sin\beta_n$$
$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = F(t) Cos\beta_n \quad (1)$$

Burada dinamik bileşke kuvvet;

$$F(t) = K\, a\, h(t) = K\, a\left[h_0 + x(t-\tau) - x(t)\right] \quad (2)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada, $a$ ,kesme derinliği, $K$ , iş parçası malzemesinin özgül kesilme direnci [N/m$^2$]; $h(t)$ , dinamik talaş kalınlığı; $h_0$ , takım tezgâhına verilen ortalama talaş kalınlığıdır ve ilerleme oranına eşittir; $\left[x(t) - x(t-\tau)\right]$ ise, iş parçasının şu anki ve bir önceki periyotlarındaki titreşimlerden meydana gelen dinamik talaş kalınlığıdır. Tırlama titreşimi sistemi, Şekil 2' de verilen talaş kalınlığına göre çizilen kapalı çevrim blok diyagram ile temsil edilebilir.




Şekil 2. Talaş kalınlığı blok diyagramı.

Şekil 2' de görülmekte olan dinamik kesme prosesinin ilerleme doğrultusundaki parametreleri Laplace domeninde yazılmıştır. Sistemin kararlılığının araştırılması için (1) ve (2) denklemleri, Laplace domeninde yazılırsa;

$$(m_x s^2 + c_x s + k_x) x(s) = F_f(s)$$
$$(m_y s^2 + c_y s + k_y) y(s) = F_t(s) \quad (3)$$

$$F_f(s) = K_f a h(s) = K_f a\left[h_0(s) + \left(e^{-s\tau} - 1\right)x(s)\right] \quad (4)$$

Talaş genişliği ilerleme doğrultusu (x)' de değiştiğinden dinamik kesme kuvveti altındaki titreşim genliği de Laplace formunda yazılırsa;

$$x(s) = F_f(s)\Phi(s) = K_f a h(s)\Phi_{x,y}(s) \quad (5)$$

burada $\Phi_{x,y}(s)$, iki serbestlik dereceli sistemin her iki doğrultudaki transfer fonksiyonudur ve şu şekilde ifade edilebilir;

$$\Phi_{x,y}(s) = \frac{x(s)}{F_f(s)} = \frac{\omega_{nx,y}^2}{k_{x,y}\left(s^2 + 2\varsigma_{x,y}.\omega_{nx,y} s + \omega_{nx,y}^2\right)} \quad (6)$$

burada $\omega_{nx,y}$ ve $\varsigma_{x,y}$, sırasıyla, sistemin ilerleme doğrultusundaki doğal frekansı ve sönümleme oranlarıdır. (6) denkleminin (5) denkleminde yerine yazılmasıyla dinamik ve referans talaş yükleri arasındaki transfer fonksiyonu da aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\frac{h(s)}{h_0(s)} = \frac{1}{1 + \left(1 - e^{-s\tau}\right)K_f a \Phi_{x,y}(s)} \quad (7)$$

bu denklemin paydası, sistemin kapalı çevrim transfer fonksiyonunun karakteristik denklemidir. Kararlılık, karakteristik denklemin kökleriyle belirlenir. Kararlılık analizi için karakteristik denklem $(s = j\omega_c)$ biçiminde ele alınırsa;

$$1 + \left(1 - e^{-j\omega_c \tau}\right)K_f a_{lim} \Phi_{x,y}(j\omega_c) = 0 \quad (8)$$

burada $\omega_c$ , $\tau$ ve $a_{\lim}$ sırasıyla, tırlama frekansı, mil periyodu ve tırlamada titreşimsiz işleme için maksimum kesme derinliğidir. Transfer fonksiyonu, $\left(\Phi_{x,y}(j\omega_c) = G_{x,y} + j.H_{x,y}\right)$ şeklinde reel ve imajiner kısımlara ayrılırsa ve karakteristik denklem reel ve kompleks kısımlar biçiminde tekrar düzenlenirse;

$$\left\{1 + K_f a_{lim}\left[G(1 - \cos\omega_c\tau) - H \sin\omega_c\tau\right]\right\} + j\left\{K_f a_{lim}\left[G \sin\omega_c\tau + H(1 - \cos\omega_c\tau)\right]\right\} = 0 \quad (9)$$

şeklinde yazılabilir. Burada transfer fonksiyonunun reel $(G)$ve imajiner $(H)$ kısımlarının açık formdaki ifadeleri;

$$G_{x,y}(\omega) = \frac{1 - r_{x,y}{}^2}{k\left[\left(1 - r_{x,y}{}^2\right)^2 + \left(2\zeta r_{x,y}\right)^2\right]}$$
$$H_{x,y}(\omega) = \frac{-2\zeta r_{x,y}}{k\left[\left(1 - r_{x,y}{}^2\right)^2 + \left(2\zeta r_{x,y}\right)^2\right]} \quad (10)$$

Burada $r_{x,y} = \frac{\omega_{nx,y}}{\omega_c}$ dir. Kararlı mil devirlerini (n [dev/dak]) ve kesme derinliklerini ($a_{\lim}$) bulabilmek için sırasıyla (9) denkleminin imajiner kısmı ve reel kısmı sıfıra eşitlendiğinde;

$$\tau = \frac{2k\pi + \varepsilon}{2\pi\, f_c} \quad \rightarrow \quad n = \frac{60}{\tau} \qquad (11)$$

$$a_{lim} = \frac{-1}{2K_f G_{x,y}(\omega_c)} \qquad (12)$$

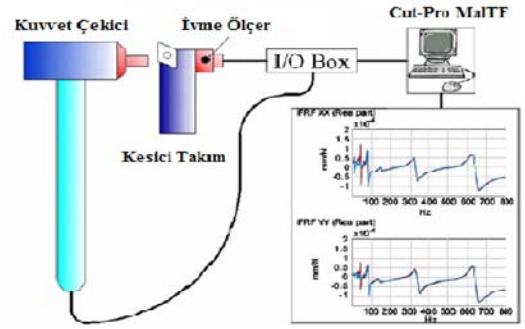
Burada, $k$, iş parçasının bir devrinde çevresinde oluşan tam dalga sayısı, $\varepsilon/2\pi$, iş parçasının bir devrinde çevresinde oluşan kesirsel dalga sayısıdır ve $\varepsilon = 3\pi + 2\psi$ ise, iç ve dış dalgalanmalar arasındaki faz gecikmesidir.

## 3. YAPISAL MODAL ANALİZ

Kesme sisteminin serbestlik derecelerinin transfer fonksiyonları yapısal dinamik testler ile belirlenir. Kesme sisteminin fiziksel yapısı titreşim yapan sistemin eş değer kütlelerine bağlı sönümleme elemanları, lineer ve/veya torsiyonel yaylar biçiminde Şekil 1' den de görüleceği gibi modellenir. Titreşim yapan kesme sisteminin eş değer kütleleri $(m_x, m_y)$, yay sabitleri $(k_x, k_y)$ ve sönümleme $(c_x, c_y)$ katsayılarının belirlenmesi için modal analiz testleri yapılır. Bu testler bir kuvvet çekicinin darbesi kesici takımın ilerleme doğrultusunda etki ettirilerek takımın diğer yüzüne bir ivme ölçer yapıştırılarak ölçülen kuvvet ve ivme değerlerinin bir PC'ye yüklü Cut-Pro yazılımı vasıtasıyla işlenerek sistemin Transfer Fonksiyonu (TF)' nun Frekans Cevap Fonksiyonu (FRF) ölçülerek yapısal parametreler ve doğal frekanslar elde edilir. Bu testlerin yapılması şematik olarak Şekil 3' de gösterilmiştir. Bu testlerin yapıldığı cihazların özellikleri de Tablo 1' de verilmiştir.

Tablo 1. Cihaz özellikleri

| Cihaz | Aralık | Hassasiyet |
|---|---|---|
| Kuvvet çekici | 0-500 N | 10 mV/N |
| İvme ölçer | -5..+5g | 104.3 mV/g |
| NI-DAQ Kard | 16 in/2out | 500 kS/s |
| Mikrofon | 40-18000 Hz. | |



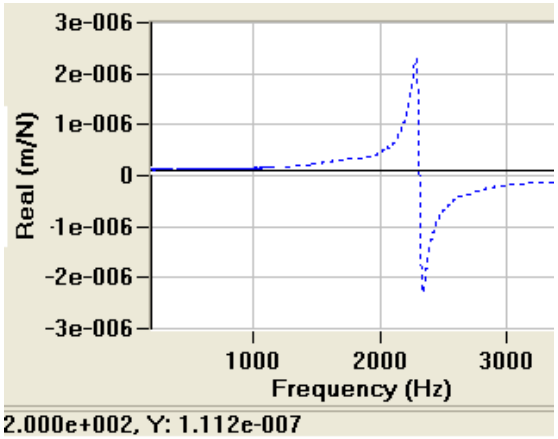

Şekil 3. Frekans Cevap Fonksiyonu (FRF) ölçümü için deneysel kurulum

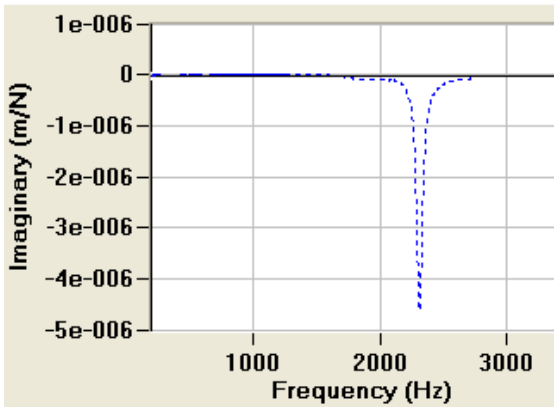
Tornalama sistemi için kullanılan kater kesitleri 20x20 mm dir. Katerlerin bağlama uzunlukları ise L= 70, 110 mm olarak seçilmişlerdir. Her bir bağlama uzunluğu için yeni birer modal analiz testi uygulanmıştır. Kater malzemeleri ise Al-5083, Al-6082, Al-7012 olarak belirlenmiştir. Aynı zamanda AISI-1040 malzemeli ve 25x25 mm kesitli kater ile de aynı bağlama boyları için aynı testler uygulanmıştır. Her bir bağlama uzunluğu ve her bir değişik malzemeli katerler için yapılan modal analiz testleri sonuçları doğal frekans ($\omega_n$) [Hz], sönümleme oranı ($\zeta$) [%] ve rijitlik katsayısı (k) [N/m] Tablo 2' de verilmiştir.

Tablo2. Modal test sonuçları

| Malzeme | L | $\omega_n$ | $\zeta$ | k |
|---|---|---|---|---|
| Al 5083 | 70 | 2312 | $1.3\text{x}10^{-2}$ | $8.43\text{x}10^{+6}$ |
| | 110 | 1047 | $5.6\text{x}10^{-3}$ | $2.43\text{x}10^{+6}$ |
| Al 6082 | 70 | 2248 | $1.8\text{x}10^{-2}$ | $8.26\text{x}10^{+6}$ |
| | 110 | 1019 | $1.1\text{x}10^{-2}$ | $2.11\text{x}10^{+6}$ |
| Al 7012 | 70 | 2349 | $1.5\text{x}10^{-2}$ | $8.98\text{x}10^{+6}$ |
| | 110 | 1103 | $5.9\text{x}10^{-3}$ | $2.38\text{x}10^{+6}$ |
| Ç 1040 | 70 | 2098 | $7.7\text{x}10^{-2}$ | $1.98\text{x}10^{+7}$ |
| | 110 | 941 | $1.3\text{x}10^{-2}$ | $8.25\text{x}10^{+6}$ |

Tornalama kesme sistemi için Al 5083 malzemeli kesici takımın L=50 mm uzunluğunda bağlanmasıyla yapılan modal analiz testiyle elde edilen transfer fonksiyonunun reel ve imajiner grafikleri Şekil 4' de örnek olarak verilmiştir.

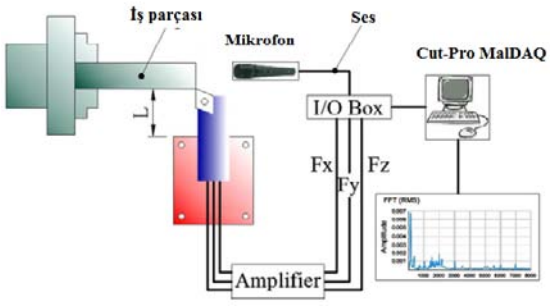



Şekil 4. Transfer fonksiyonu reel ve imajiner grafikleri.

## 4. SES ÖLÇÜMÜ TESTLERİ

Ses ölçümü testleri değişik uzunluklarda bağlanan kesici takımlar için Lab View programlama dilinde yapılmış olan bir yazılım ile analiz edilmiştir. Bunun için titreşimli kesme sırasında takım iş parçası etkileşimden dolayı oluşan tırlama titreşimlerinin çıkardığı sesler bir mikrofon yardımıyla PC 'ye yüklenmiş yazılım tarafından kaydedilip analiz edilmiştir. Ses testinin yapılması şematik olarak Şekil 5'de gösterilmiştir.



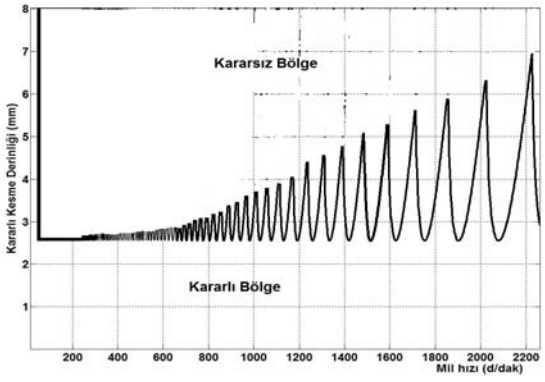

Şekil 5. Ses ölçümünden tırlama frekansının belirlenmesi

Laboratuvar çalışmalarındaki kesme testlerinde dik kesme şartları uygulanmıştır. Titreşimli kesme testlerinde kesilen parça Ø40 Al-6062 malzemeli iş parçası kesilmiştir. Tezgah ayna devri n=710 d/dak olarak uygulanmıştır. İlerleme oranı ise $h_0$=0,012 mm/dev olarak verilmiştir. Bu çalışma şartları altında kesme derinlikleri tırlamanın başlamasına kadar tedrici olarak artırılmıştır ve tırlama başlama derinliği kararlı kesme derinliği olarak $a_{lim}$ olarak tespit edilmiştir. Buna göre yukarıda belirtilen her bir kesme koşulu ve kesme sisteminin modal analiz koşullarındaki kararlı kesme derinlik sınırları ($a_{lim}$) [mm] , titreşimli kesme testlerinden elde edilen tırlama frekansı ($\omega_t$) [Hz] ve gürültü *"Noise"* (N) [dB] için ses testi sonuçları Tablo 3' de verilmiştir.

Tablo 3. Titreşimli kesme test sonuçları

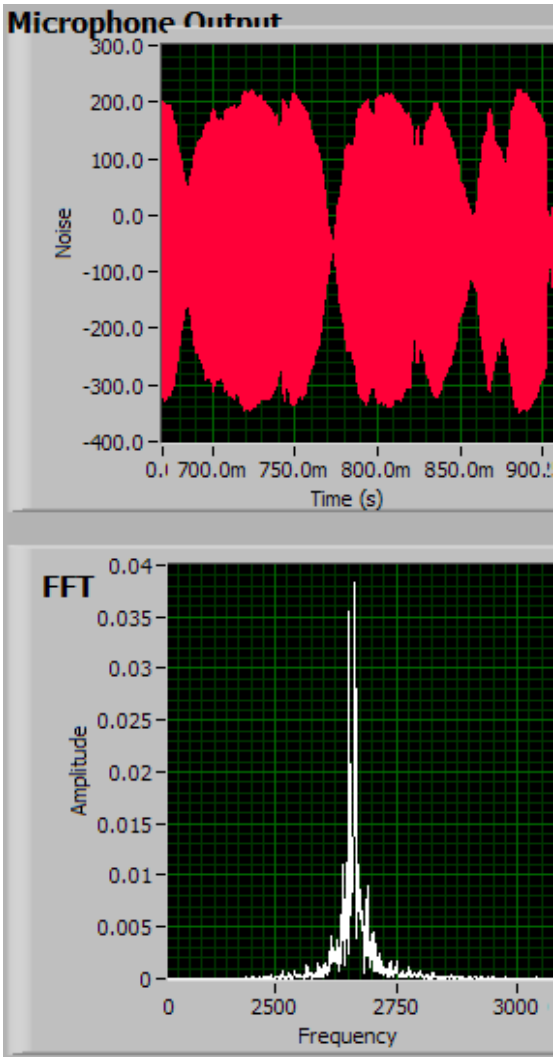
| **Malzeme** | **L** | **$a_{lim}$** | **$\omega_t$** | **N** |
|---|---|---|---|---|
| Al 5083 | 70 | 2.5 | 2650 | 540 |
| | 110 | 1.7 | 1150 | 345 |
| Al 6082 | 70 | 2.3 | 2500 | 300 |
| | 110 | 1.6 | 1100 | 60 |
| Al 7012 | 70 | 2.2 | 2750 | 670 |
| | 110 | 1.3 | 1220 | 210 |
| Ç 1040 | 70 | 3.2 | 2350 | 350 |
| | 110 | 2.5 | 1010 | 90 |

Kesme sisteminin Tablo 2' de verilmiş olan Al 5083 malzemeli kesici takımın L=50 mm uzunluğunda bağlanmasıyla Matlab simülasyonuyla elde edilen kararlı kesme kesme derinlikleri ve kararlı mil hızlarını veren stabilite lob diyagramı Şekil 6' da verilmiştir.




Şekil 6. Stabilite lob diyagramı

Şekil 6'dan da görüldüğü gibi çalışılan 710 d/dak 'lık mil hızında karalı kesme derinliği 2,5 mm elde edilmiştir. Dinamik kesme testleriyle mikrofon yardımıyla kaydedilen ses yoğunluğu ve tırlama frekansı tespiti Labviev programlama diliyle elde edilen Mikrofon çıktısı ve FFT (Fourier Frequency Transform) grafikleri Şekil 7' deki gibi elde edilmiştir.




Şekil 7. Ses testi ile elde edilen ölçüm sonucu.

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan bu çalışmada, tornalamada değişik takım malzemeleri ve değişik bağlama uzunluklarıyla kesilen iş parçasında oluşan tırlama titreşimlerinin tırlama titreşimi kararlı kesme derinlikleri, tırlama frekanslarının ve oluşan ses yoğunluğunun değişimlerinin tespitleri yapılmıştır. Sonuçlardan görüldüğü gibi takım bağlama boyu kısaldıkça tırlama frekansı, sistemin doğal frekansı, kararlı kesme derinlik sınırları ve sesin oluşturduğu gürültü yoğunluğu artmaktadır. Ancak kararlı kesme derinlikleri kısa bağlama uzunluklarında arttığından delik iç yüzey işleme gibi kesici takımın uzun bağlanmasını gerektiren talaş kaldırma operasyonlarında bu durum bir dezavantaj oluşturmaktadır. Tüm talaş kaldırma operasyonlarından istenen durum titreşimsiz kararlı kesme durumudur. Bu sebeple bu durumlarda kararlı kesme hızı ve derinliklerinde kesme yapabilmek için kesme sisteminin yapısal modal analizi yapılarak stabilite lob diyagramlarının çizdirilmesiyle kararlı kesme için ön tahminlerde bulunulmalıdır. Bu çalışmada kesme için Al-6062 malzemeli iş parçası kullanılmıştır. Sanayide sıklıkla kullanılan ve üretilen çelik ve diğer alaşımlı malzemelerle de deneyler yapılıp değişik kesici takım/iş parçası kombinasyonlarıyla elde edilebilecek gürültü seviyeleri ve kararlılık sınırları tespit edilmelidir.

.

## 6. KAYNAKLAR

1. Altintas Y., Manufacturing Automation; Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations and CNC Design, Cambridge University Press, 2000.

2. Tlusty G., Manufacturing Processes and Equipment, Prentice Hall, New Jersey, 2000.

3. Leigh E., Tlusty J., Schueller J., "Applying high-speed machining techniques on rotor grip configurations", American Helicopter Society 55th Annual Forum, Canada, 25-27 May, 1999.

4. Davies M.A., Burns T.J., Schmitz T.L., "High-speed machining processes: dynamics on multiple scales". Dynamics and Control of Mechanical Processing Proceedings of the Workshop Organized by Working Group 2 "Nonlinear Dynamics and Control" in COST Action P4, Budapest (1999),Technical University of Budapest, (1999), 7-19.

5. Koelsch J.,R., "High-speed machining: a strategic weapon", Machine Shop Guide Web Archive-November (2001).

6. Orak S., Türkeş E., "Tornalama için tırlama titreşiminde kesme proses sönümlemesinin incelenmesi", 1. Uluslararası Mesleki ve

Teknik Eğitim Teknolojileri Kongresi, 5-7 Eylül 2005, 1094-1104.

7. Mannan M.A., Kassim A.A., Jing M., "Application of image and sound analysis techniques to monitor the condition of cutting tools", Pattern Recognition Letters, 21, s.969-979, 2000.

.

# KAYAN KİPLİ DENETİM YAKLAŞIMINA GÖRE TASARLANAN HİDROLİK VE ELEKTROMEKANİK EYLETİMLİ KANATÇIK YÜKLEME CİHAZLARININ BAŞARIM ÖZELLİKLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

G. Serdar TOMBUL, M. Uğur ÖZAKALIN, Bülent ÖZKAN

Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu, Savunma Sanayii Araştırma ve Geliştirme Enstitüsü (TÜBİTAK-SAGE), Ankara, Türkiye,

stombul@tubitak.gov.tr , uozakalin@tubitak.gov.tr, bozkan@tubitak.gov.tr

## ÖZET

Fiziksel uygulamalarda uçan sistemlerin denetim (kontrol) yüzeyleri üzerinde oluşacak aerodinamik yükleri yerde uygulayarak, kontrol yüzeylerinin belirlenen açısal hareketleri bu yükler altında yerine getirebildiğini garanti etmek amacıyla tasarlanan denetim sistemlerinin uçuş öncesinde sınanması, bahsedilen uçan sistemlerin güdüm hassasiyeti ve plânlı yörüngelerini istenildiği şekilde takip edebilmesi açısından büyük önem arz etmektedir. Belirtilen nedenden ötürü, aerodinamik tipteki kontrol yüzeylerinin denetimi için geliştirilen kanatçık eyletim (tahrik) sistemlerinin, yapılan bilgisayar benzetimleri sonuçlarına göre gerekli açı ve tork değerlerinde çalışmasını sağlamak üzere, yer testlerine dönük iki farklı kanatçık yükleme cihazı tasarımı yapılmıştır. Bu çalışmada, tasarlanan her iki sistemin üstünlük ve zayıflıkları incelenmiş olup, sistemin kararlılığını bozucu etkilere rağmen istenen gürbüzlükte sağlayabilmek için önerilen kayan kipli denetim yaklaşımı hem hidrolik hem de elektromekanik eyletimli kanatçık yükleme cihazlarına gerçek zamanlı olarak uygulanmıştır. Önerilen sistemler, hız ve güç gereksinimi bakımından karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Kayan Kipli Kontrol, Hidrolik, Elektromekanik kanatçık yükleme cihazı, Tork kontrolü

# COMPARISON OF PERFORMANCE CHARACTERISTICS FOR HYDRAULIC AND ELECTROMECHANICAL FIN LOADER SYSTEMS CONTROLLED VIA SLIDING MODE CONTROL

## ABSTRACT

Aerial vehicles use the control surfaces in order to provide manoeuvrability. It is extremely important to check before flight to guarantee if the control surfaces can perform sufficiently accurate position tracking so that the munitions track the planned path. Because of this reason, two types of fin loader systems are made for ground tests in order to confirm that the fin actuating systems work for the required angle and torque values which are also confirmed by computer

simulations. In this study, advantages and disadvantages for each system are investigated and the proposed sliding mode control scheme is applied to both systems in real time. Proposed systems are compared for their speed and power requirements.

**Keywords:** Sliding Mode Control, Hydraulic, Electromechanic fin loader system, Torque Control

## 1. GİRİŞ

İnsansız hava araçları, güdümlü mühimmatlar ve benzeri otonom hava sistemlerinde başarımı etkileyen en önemli alt birimlerden bir tanesi olan kanatçık tahrik sistemleri, ele alınan hava aracının denetim komutlarını tahrik sistemine bağlı millerin ucuna bağlı kanatçıklar aracılığıyla açısal harekete dönüştürmekte ve bu sayede sistemin güdüm algoritması ile belirlenen uçuş yörüngesi boyunca yol almasını sağlamaktadır [1,2].

Kısa ve orta menzilli uçan sistemlerde kanatçık eyletim sistemleri genellikle daha verimli, daha hafif ve bakım gereksinimleri daha düşük olduğundan elektromekanik olarak tasarlanmaktadır ve uçuş sırasında maruz kalacakları aerodinamik yükler altında dahi istenilen başarım kıstaslarını sağlamaları beklenmektedir. Tasarlanan denetim yönteminin, bilgisayar ortamındaki benzetimleri yüksek başarım sağlasa bile yük altında değişim gösterecek parametrelerden dolayı gerçekte başarısız olma ihtimali vardır ve yüksek maliyetlerdeki hava araçlarının istenmeyen davranışlar sebebiyle hasar görmesine veya yörünge dışına çıkmasına neden olabilir. Uçuş esnasında mühimmatın maruz kalacağı aerodinamik yükleri gerçek zamanlı olarak yerde uygulamak amacıyla geliştirilen kanatçık yükleme cihazları (KYC'ler), güdüm kontrol benzetimleri ile belirlenen aerodinamik yükleri uygulama süreleri ve yük büyüklüklerine bağlı olarak elektromekanik veya hidrolik eyletimli olarak tasarlanmaktadır [3,4].

Kanatçık tahrik sisteminin çıktısı olan kanatçık açısının bozucu giriş olarak davrandığı ve denetim değişkeni olarak ilgili moment veya kuvvet büyüklüğünün uygulandığı yük uygulama sisteminin denetim uygulamalarında, klasik yöntemlerin yanı sıra gürbüz denetim yaklaşımları da kullanılmaktadır. Lee ve Cho [5] çalışmalarında bir elektro-hidrolik kanatçık tahrik sistemi için bulanık mantık kontrolcüsü kullanmış ve önerdikleri denetim algoritmasının başarımını hem teorik hem de deneysel olarak göstermişlerdir. Kullanılan sistem kanatçık tahrik sistemi olsa da bu çalışmada kullanılan hidrolik eyletimli kanatçık yükleme cihazı ile çok benzer özelliklere sahiptir. Ticari olarak uygulaması da yapılan Aeroload [6] isimli üründe ise eyleyici olarak hidromotorlar kullanılmaktadır. Hidrolik silindirler yerine hidromotorların kullanılmasının en büyük artısı ise doğrusal hareket yerine dairesel hareket çıktısı vermesi sayesinde bir kuvvet kolu gerekmeden tork çıktısı alabilmeyi sağlamasıdır. Eksi yönü olarak ta kuvvet kolu kullanılmadığından daha yüksek güç gereksinimleri ortaya çıkmaktadır. Bu çalışma kapsamında kullanılan elektromekanik KYC'de benzer bir yapıya sahiptir.

Bu çalışmada, ele alınan hidrolik ve elektromekanik yükleme cihazlarında değişken yapılı kontrol sistemlerinden kayan kipli denetim yöntemi kullanılmıştır. Doğrusal olarak modellenen hidrolik ve elektromekanik kanatçık yükleme cihazları için sabit bir kayma yüzeyi kullanılarak bir doğrusal kayan kipli denetçi tasarlanmış ve kanatçık tahrik sisteminin yaratmış olduğu bozucu pozisyon etkisi altında dahi istenilen başarım özelliklerini sağlayacak şekilde gerçek zamanlı olarak uygulanmıştır.

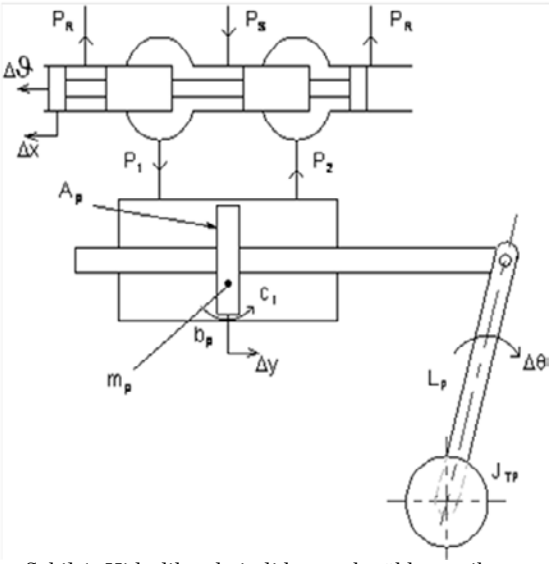
Sistemi kayma yüzeyinde tutacak yüksek frekans denetim kısmı, yüzey yaklaşma fonksiyonuna bağlı olarak üssel değişen şekilde tasarlanmış ve bu sayede sistem yüzey üzerinde iken oluşacak çıtırtı, işaret fonksiyonu kullanıldığında dahi makul seviyelerde tutulabilmekte ve sistem kararlılığından mümkün olduğunca az feragat edilmektedir.

Her iki sistem (elektromekanik ve hidrolik) için tasarlanan kayan kipli denetim yaklaşımları, gerçek zamanlı olarak uygulanmış ve bu iki sistemin üstünlük ve zayıflıkları karşılaştırılarak incelenmiştir.

## 2. KANATÇIK YÜKLEME CİHAZLARI

### 2.1. Hidrolik Eyletimli KYC Modeli

Çalışma kapsamında göz önüne alınan ve dört özdeş eyletim biriminden oluşan hidrolik eyletimli KYC'nin şematik görüntüsü **Şekil 1: Hidrolik eyletimli kanatçık yükleme cihazı.**Şekil 1'de verilmiştir.




Şekil 1: Hidrolik eyletimli kanatçık yükleme cihazı.

Şekil 1'de Δx, Δϑ, Δy ve Δθ sırasıyla valf denetim makarası yer değiştirmesi, valf denetim gerilimi, hidrolik silindir pistonunun hareket ekseni üzerindeki doğrusal yer değiştirmesi ve piston ucu ile kanat mili arasına yerleştirilen aktarma kolunun (aktarma mekanizması olarak kullanılan santrik kol kızak mekanizmasının kolu) açısal yer değiştirmesini göstermektedir. Ayrıca P1 ve P2 sembolleri hidrolik silindir giriş ve çıkışındaki hidrolik akışkan basıncına, PS ve PR de akış denetim valfi girişi ve tanka geri dönüş hattındaki hidrolik akışkan basıncına karşılık gelmektedir. Şekil 1'de kullanılan diğer semboller olan $A_p$, $m_p$, $b_p$, $c_l$, $L_p$ ve $J_{Tp}$ de, sırasıyla hidrolik silindir içerisindeki pistonun akışa dik kesit alanı, piston kütlesi, piston-silindir arasındaki viskoz sürtünme katsayısı, akışkan kaçağı katsayısı, aktarma kolunun uzunluğu ve kanat miline uygulanan torku ölçmek üzere kanat milinin kanat eyletim sistemi çıkışı ile aktarma kolu arasına yerleştirilecek tork ölçerin üzerinde yer alan gerinim ölçerden itibaren aktarma kolu tarafında kalan yarısının kanat mili dönme eksenine göre kütle eylemsizlik momentini temsil etmektedir.

Şekil 1'de verilen yapılandırma göz önüne alındığında, hidrolik eyletimli bir KYC'nin dinamik davranışını tanımlayan diferansiyel denklem aşağıdaki gibi elde edilir [3]:

$$d_3\Delta\dddot{\theta} + d_2\Delta\ddot{\theta} + d_1\Delta\dot{\theta} = c_x\Delta x \qquad (1)$$

Burada, $d_1 = \left[\left(c_1 + c_p\right)b_pL_p^2/A_p\right] + A_pL_p^2$, $d_2 = \left[\left(Vb_pL_p^2\right)/\left(2\beta A_p\right)\right] + \left(c_1 + c_p\right)\left(J_{Tp} + m_pL_p^2\right)/A_p$ve $d_3 = V\left(J_{Tp} + m_pL_p^2\right)/\left(2\beta A_p\right)$, olmak üzere, $c_x$, $c_p$, V ve β değişkenleri sırasıyla akış denetim valfi yer değiştirme katsayısı, akış denetim valfi basınç katsayısı, pistonun hidrolik silindir içerisinde ayırdığı hücrelerinden birinin hacmi ve Künik elastiklik modülünü (Ing. Bulk modulus) tanımlamaktadır. Denklem (1)'de, sistemin denge konumundan küçük yer değiştirmelerini göstermek üzere "Δ" sembolü kullanılmıştır.

Çalışmada akış denetim valfi olarak kullanılan servovalfin dinamiği de, aşağıdaki birinci dereceden transfer fonksiyonu ile yaklaşık olarak tanımlanabilir:

$$\frac{\Delta x}{\Delta\vartheta} = \frac{K_v}{T_vs + 1} \qquad (2)$$

Burada $K_v$ ve $T_v$, sırasıyla valf kazancı ve valf zaman sabitini göstermektedir. Modellemede, denetim sistemi tasarımını kolaylaştırmak amacıyla servovalf dinamiği ihmal edilmiş ve böylelikle denklem (2)'de verilen transfer fonksiyonunun $K_v$'ye eşit olduğu varsayılmıştır.

Denklem (1) sadeleştirilir ve başlangıç koşulları sıfır alınarak Laplace dönüşümü uygulanırsa, valf denetim makarası doğrusal yer değiştirmesinden aktarma kolu açısal yer değiştirmesine olan transfer fonksiyonu denklem (3)'teki gibi bulunur:

$$\frac{\Delta\theta(s)}{\Delta X(s)} = \frac{c_x}{d_3s^3 + d_2s^2 + d_1s} \qquad (3)$$

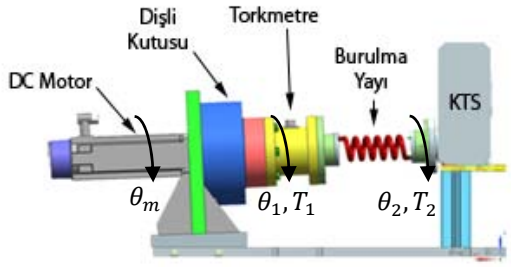
Burada ele alınan sistemin denetim değişkeni kanat mili üzerindeki tork değeri (ΔT) ve denetleyici çıkış sinyali de valf denetim gerilimi olduğundan, denklem (2)'de belirtilen ilişki dikkate alınarak, denklem (3)'te verilen transfer fonksiyonu tork ölçer

sabiti ($K_s$) ile çarpılmak suretiyle $\Delta\vartheta$'den $\Delta T$ değişkenine olan transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\frac{\Delta T(s)}{\Delta\vartheta(s)} = \frac{K_v K_s c_x}{d_3 s^3 + d_2 s^2 + d_1 s} \qquad (4)$$

### 2.2. Elektromekanik Eyletimli KYC Modeli

Elektromekanik eyletimli kanatçık yükleme cihazının şematik görünümü Şekil 2'de verilmiştir.




Şekil 2: Elektromekanik eyletimli kanatçık yükleme cihazı.

Bu yük uygulama sisteminde istenen menteşe momenti değerini kanatçık mili üzerinde oluşturmak üzere bir doğru akım motoru (DC motor), motor çıkış mili üzerinde motor torkunu arttırmak amaçlı bir dişli kutusu ve dişli kutusunun ucunda da bir tork ölçer bulunmaktadır. Tork ölçer sertliği(burulma yayı sabiti)çok yüksek olduğundan kontrol hassasiyetini arttırmak amacıyla sertliği tork ölçerden çok daha düşük bir burulma yayı kullanılmaktadır. Burulma yayının bir ucu tork ölçerde diğer ucu ise kanatçık tahrik sisteminin milinde sabitlenmiştir.

Şekil 2'de gösterildiği gibi $\theta_1$ ve $\theta_2$ sırasıyla tork ölçer tarafındaki açısal konumu ve kanatçık tahrik sistemi tarafındaki açısal konumu göstermektedir. Tork ölçer tarafındaki açısal konum, tork ölçer açısal deformasyonunun ve dişli kutusu boşluğunun göz ardı edilmesi ile motor açısal konumu ile aşağıdaki şekilde ilişkilendirilebilir.

$$\theta_1 = \frac{\theta_m}{N} \qquad (5)$$

Burada *N* değeri dişli kutusunun indirgeme oranı olarak verilmiştir. Dişli kutusunun kullanılması tork yükseltmesi bakımından bir üstünlük sağlarken, diğer yandan hızın çevrim oranı kadar azalmasına sebep olmaktadır.

Motor, dişli kutusu ve tork ölçerden oluşan sistemin matematiksel modeli aşağıdaki diferansiyel denklem ile ifade edilebilir.

$$J\ddot{\theta}_1 + B\dot{\theta}_1 + K_s(\theta_1 - \theta_2) = T_1 \qquad (6)$$

Burada J ve B sırasıyla sistemin eşdeğer eylemsizlik momenti ve viskoz sürtünme katsayısı, $\boldsymbol{K_s}$, burulma yayının direngenlik sabitini göstermektedir. Motor tarafındaki akıma bağlı olarak üretilen tork değeri ($\boldsymbol{T_m}$) ile tork ölçer üzerinde oluşturulacak tork değeri ($\boldsymbol{T_1}$) arasında

$$T_1 = NK_t i \qquad (7)$$

şeklinde bir ifade yazılabilir. Burada, $\boldsymbol{K_t}$motorun tork sabitini ve $\boldsymbol{i}$ motora beslenen akım değerini temsil etmektedir.

Tasarlanan denetim sisteminde oluşturulmaya çalışılan menteşe momenti (*T*), yükleme cihazı ile kanatçık tahrik sisteminin açısal konum farkları ile burulma yayı direngenlik değerinin çarpımına eşittir.

$$T_1 = K_s(\theta_1 - \theta_2) \qquad (8)$$

Kontrol edilmek istenen değer kanatçık tahrik sistemi üzerinde oluşturulacak tork değeri olduğundan, kanatçık tahrik sistemi açısal konumu ($\boldsymbol{\theta_2}$), bozucu giriş olarak kabul edilirse, $\boldsymbol{\theta_1}$ değişkeni denklem (8) yardımıyla *T* cinsinden ifade edilebilir. Denklem (7) ve (8), denklem (6)'da yerine konursa durum değişkeni olarak T kullanılacak şekilde aşağıdaki forma dönüştürülebilir.

$$\tilde{J}\dddot{T} + \tilde{B}\ddot{T} + \tilde{K}_s\dot{T} = i \qquad (9)$$

Burada, $\tilde{\boldsymbol{J}} = \frac{\boldsymbol{J}}{(\boldsymbol{NK_tK_s})}$, $\tilde{\boldsymbol{B}} = \frac{\boldsymbol{B}}{(\boldsymbol{NK_tK_s})}$ ve $\tilde{\boldsymbol{K}}_{\boldsymbol{s}} = \frac{\boldsymbol{1}}{(\boldsymbol{NK_t})}$ olarak tanımlanmıştır.

## 3. KAYAN KİPLİ DENETİM TASARIMI

Kayan kipli kontrol birçok uygulamada çalışılmış ve parametre belirsizlikleri ile dış etkilere karşı gürbüzlüğü kanıtlanmıştır [**8**]. Bu çalışmada da tork kontrolünü sağlayabilmek amacıyla sabit doğrusal bir

yüzey kullanılarak kayan kipli denetim tasarımı ele alınmıştır.

Aşağıdaki doğrusal zamanla değişmeyen sistem modelini ele alalım.

$$\dot{x} = Ax(t) + Bu(t) \quad (10)$$

Burada $\boldsymbol{A} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ ve $\boldsymbol{B} \in \mathbb{R}^{n \times m}$ sırasıyla sistem ve kontrol matrisleridir. Kayan kipli denetim tasarımı iki aşamadan oluşmaktadır.

1. Kayma yüzeyi tasarımı,
2. Sistemi kayma yüzeyi üzerine götürecek ve orada tutacak kontrol tasarımı.

Bu çalışmada sistemin istenen tork değerlerini takip etmesi istenmektedir. Tork değerini doğru takip edebilmesi için,

$$[e_1 e_2]^T = e = x - x_d \quad (11)$$

hata değişkeninin sıfırlanması gerekmektedir. Bu nedenle kayma fonksiyonu hata değişkenine bağlı olarak aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\sigma = \lambda e_1 + e_2 \quad (12)$$

Burada, $\lambda$, hata sinyalini sıfıra götürecek ve sistemin davranışının değiştirileceği kayma yüzeyinin eğimini temsil etmektedir. Kayma yüzeyi fonksiyonunun zamana göre türevi alınırsa;

$$\dot{\sigma} = \lambda \dot{e}_1 + \dot{e}_2 \quad (13)$$

elde edilir. Kontrol terimini içeren ikinci alt sistem sayesinde denetim sinyali aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$u_{eq} = -B_2^{-1}[(\lambda A_{11} + A_{21})x_1 + (\lambda A_{12} + A_{22})x_2 - \lambda \dot{x}_{1d} - \dot{x}_{2d}] \quad (14)$$

Lyapunov kararlılık teorisine göre sistemin kararlılığının garanti edilebilmesi için;

$$\begin{aligned} \sigma > 0 \;\; ise \;\; \dot{\sigma} < 0 \\ \sigma < 0 \;\; ise \;\; \dot{\sigma} > 0 \end{aligned} \quad (15)$$

şartının sağlanması gerekmektedir. Bu da $\sigma \cdot \dot{\sigma} < 0$ eşitsizliğini sağlayacak şekilde

$$\dot{\sigma} = -\kappa \cdot sign(\sigma) \quad (16)$$

şeklinde bir işaret fonksiyonu ile sağlanabilir. Bu şekilde denetim sinyali:

$$u = u_{eq} + u_h \;\rightarrow\; u_h = -\kappa \cdot sign(\sigma) \quad (17)$$

şeklinde yüksek frekanslı işaret fonksiyonu eklenerek güncellenebilir. Burada $\kappa$ pozitif bir sayıdır.

Farklı bir yaklaşımla kayma yüzeyi fonksiyonunun üssel ifadesi kullanılarak sistemin kayma yüzeyine ulaşırken yavaşlaması ve çatırtı olarak bilinen fenomenin bir miktar azaltılması sağlanabilir.

$$u_h = -\psi \cdot |\sigma|^{\alpha} \cdot sign(\sigma) \quad (18)$$

Burada $\kappa$ değeri $\psi|\sigma|^{\alpha}$ ile değiştirilmiştir. $\psi$ pozitif bir sayı, $\alpha \in (0,1)$ şeklinde bir reel sayıdır.

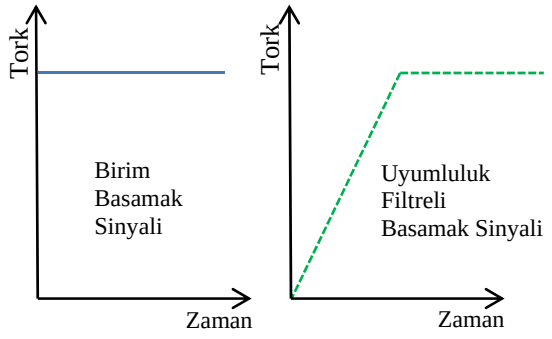
## 4. GERÇEK ZAMANLI DENETİM ve KARŞILAŞTIRMALI SONUÇLAR

Tasarlanan denetim algoritmaları hidrolik ve elektromekanik KYC'lere gerçek zamanlı olarak Matlab©(Simulink) programının xPC-Target eklentisi kullanılarak uygulanmıştır.

Gerçekleştirilen testlerde KTS açısını sabit tutacak şekilde gürbüz bir denetim uygulanmıştır. KYC ile KTS kanatçık mili üzerine yüklenecek tork değerleri her iki sistem ile de uygulanmıştır.

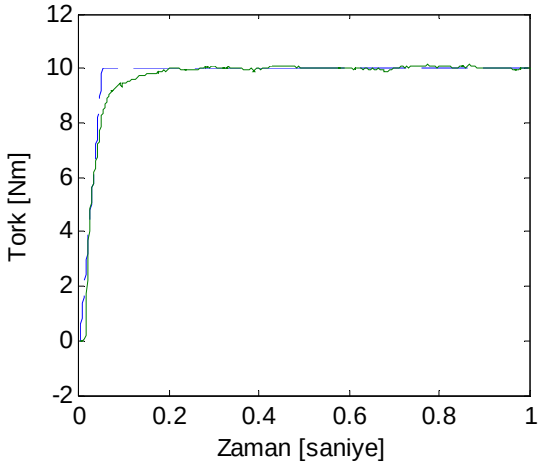
Testlerde kullanılacak tork emirleri doğrudan basamak sinyali ile oluşturulduğunda, yüksek akım ihtiyacı doğurduğundan uyumluluk filtresi kullanılarak daha yavaş bir artış ile eğimli şekilde bir tork emri kullanılmıştır. Birim basamak sinyal ile uyumluluk filtresi sonrasında elde edilen sinyal Şekil 3'te gösterilmiştir.

Bu şekilde bir sinyal kullanılarak hızlı bir şekilde tork artışı engellenmiş, böylece sistem üzerinde oluşabilecek ani yükleme kuvvetleri de engellenmiş olmaktadır.

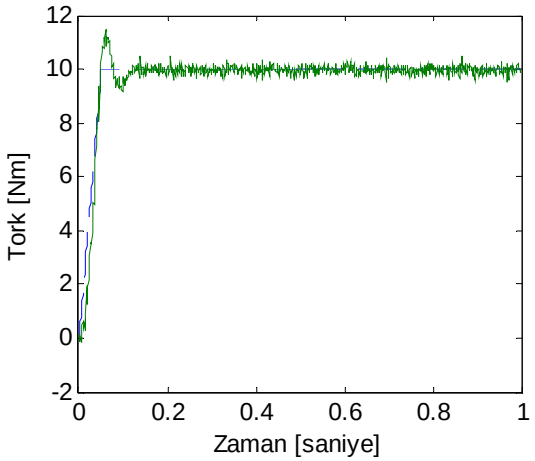



Şekil 3 : Basamak Sinyali ile Uyumluluk Filtresi kullanılmış basamak sinyalinin karşılaştırılması

Örnekleme zamanı her iki sistem için de 0.001s olarak ele alınmıştır. Her iki sistemden de KTS açısı sabit tutulacak şekilde 10Nm tork yükü vermesi amaçlanmıştır. Sistem cevapları Şekil 4 ve Şekil 5'te verilmiştir.



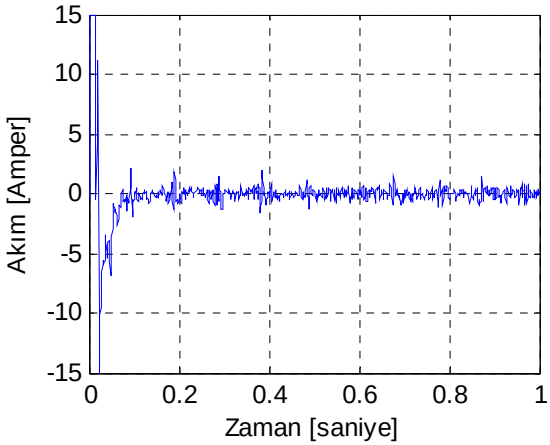

Şekil 4 : Hidrolik KYC sisteminin 10NM için basamak cevabı



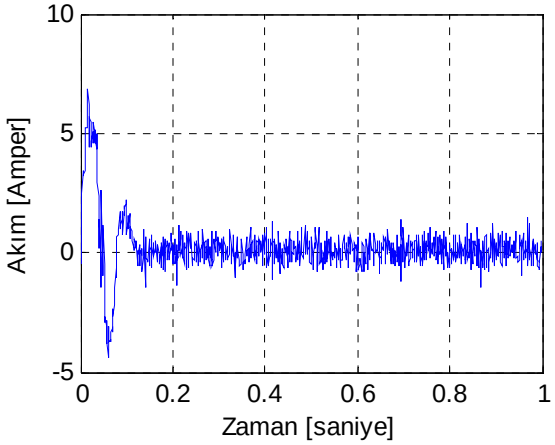

Şekil 5 : Elektromekanik KYC sisteminin 10NM için basamak cevabı

Şekil 4'te görüldüğü üzere hidrolik KYC sistemi bir aşım yapmadan 10Nm tork değerine ulaşmıştır. Hidrolik sistemin bant genişliğinin elektromekanik sisteme göre çok yüksek olmasına ve motordan alınan tork değerini yükseltebilmek için kullanılan dişli kutusundan dolayı elektromekanik sistemin hızı çok düşürülmüş olmasına rağmen Şekil 5'te verilen elektromekanik KYC cevabına bakıldığında çok daha hızlı bir cevap elde edilmiştir. Bunun nedeni hidrolik sistem cevabına yaklaşmak için kayan kipli kontroldeki $\lambda$ parametresinin çok yüksek seçilmesindir. Burada sistem cevabı hızlandırılırken diğer yandan da istenmeyen aşımlar ortaya çıkmaktadır. Ancak bu aşım miktarı çok düşük sürelerde toparlanarak yaklaşık 0.063 saniyede kararlı duruma geçmiştir. Kararlı duruma gelme süresi hidrolik KYC sisteminde biraz daha uzun ve yaklaşık 0.143 saniye olmuştur. Kararlı durum hataları her iki sistemde de birbirine yakın değerlerde kalmaktadır. Torkölçer gürültüsü altında dahi her iki sistemde üstün başarı göstermektedir.

Sistemlerin akım gereksinimleri hidrolik sistemde servovalfe beslenen akım Şekil 6'da ve elektromekanik sistemde servo sürücünün çektiği akım da Şekil 7'de verilmiştir.




Şekil 6 : Hidrolik KYC sisteminin akım gereksinimi




Şekil 7 : Elektromekanik KYC sisteminin akım gereksinimi

Hidrolik KYC sisteminde kullanılan servovalf15 Amper değerlerine çıkarken, elektromekanik KYC sisteminde en fazla 7 Amperlik akım değerlerine ihtiyaç

duyulmuştur. Hidrolik sistemde ayrıca bir elektrik motoru ile hidrolik pompaya tahrik sağlanması gerektiğinden fazladan güç gereksinimi de ortaya çıkmaktadır ancak bu kapsamda ölçümleri yapılmamıştır.

Karşılaştırmalı olarak bu değerler Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1: Kanatçık Yükleme Cihazları Karşılaştırması

| **Özellik** | **Elektromekanik** | **Hidrolik** |
|---|---|---|
| Durağan Durum Hatası | 0.0253 Nm | 0.0226 Nm |
| Durağan Duruma Gelme Zamanı | 0.063 s | 0.143 s |
| En yüksek akım | 6.9 A | 15 A |
| Aşım miktarı | 1.44 Nm | 0 |

Görüldüğü üzere durağan durum hataları arasında çok küçük bir fark olmasına rağmen istenilen hız değerine ulaşabilmek için elektromekanik KYC sistemi bir aşım yaparak gereken tork değerine ulaşmaktadır.

Hidrolik sistemin güç gereksinimi ayrıca bir elektrik motoru ve pompa ile karşılandığından, güç gereksinimi bakımından elektromekanik KYC sistemi daha avantajlı olmaktadır. Hidrolik sistemlerin genel dezavantajı olarak bilinen hantal hidrolik hatlar ve kirli bir çalışma ortamı sunması da hidrolik KYC sisteminin kullanımını zorlaştırmaktadır.

Bunun yanı sıra, elektromekanik KYC sistemi, bir servo sürücü ile doğrudan sürülebilmekte ve temiz bir çalışma ortamı sunmaktadır. Ancak servo motorun en yüksek tork değeri gereksinimlerin çok altında olduğundan bir dişli kutusu kullanılmış ve bu sayede tork değeri arttırılmıştır. Kullanılan dişliler boşluksuz olarak tasarlandığından sürtünme artmakta ve sistem doğrusallıktan uzaklaşmaktadır. Bu da denetçi tasarımı açısından zorluklar çıkarmaktadır.

## 5. SONUÇLAR

Bu çalışmada hidrolik ve elektromekanik olarak tasarlanan iki tip kanatçık yükleme cihazının güç gereksinimleri ve diğer özellikleri bakımından kıyaslaması yapılmıştır.

Her iki sistemde yaklaşık aynı hızlarda istenen tork değerlerine ulaşmış durağan durum hataları benzer elde edilmiş ancak güç gereksinimi bakımından elektromekanik KYC sisteminin daha başarılı olduğu ortaya çıkmıştır.

Düşük tork değerlerinde elektromekanik KYC sistemi güç ve hız bakımından üstünlük sağlarken yüksek tork değerlerine ulaşmak için dişli kutusu oranının arttırılması gerekmekte ve sistemin hızını düşüren bir zayıflık olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu açıdan bakıldığında yüksek tork gereksinimlerinde hidrolik KYC daha üstün başarım sağlamaktadır. Elektromekanik sistemin bir diğer zayıflığı da çok düşük tork değişimlerinde (1Nm altı değerlerde) üretilen denetim sinyalinin (akım) dişli kutusundaki sürtünmeyi yenecek kadar yüksek olmamasına bağlı olarak tork takibinde hata oranlarının artmasıdır. Bunun nedeni olarak sistemdeki sürtünme gibi doğrusal olmayan etkilerin matematiksel modele eklenmemesi gösterilebilir. Hâlihazırda Tübitak-SAGE bünyesinde kullanmakta olduğumuz elektromekanik KYC sistemi 135 Nm tork değerlerine kadar ulaşabilmektedir.

Çok küçük tork değişimleri göz ardı edildiğinde matematiksel modelleri doğrusal olarak ele alınan sistemler için tasarlanan kayan kipli denetimlerin yeterli başarımı sağladığı da görülmektedir. Ancak tork ölçer verisinin çok gürültülü olmasından kaynaklı olarak sağlanan akım sinyalinde de gürültüler oluşmaktadır. Daha sonraki çalışma olarak, Kalman gözlemcisi tasarlanması, tork sinyali ve türevinin filtrelenerek gözlemlenmesi, denetim sinyalinin de bu veriler kullanarak tasarlanması planlanmaktadır.

## 6. KAYNAKLAR

1. Özkan, B., "Elektromekanik Bir Yük Uygulama Sisteminin Tümlevli Geri Adımlama Yöntemi Kullanılarak Denetimi",TOK2009-Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye, Ekim 2009.

2. McCormick, M.B., "Electromechanical Missile Fin Actuation", IEEE Proceedings of the National Aerospace and Electronics Conference (NAECON 1987),sayfa 590-594, Dayton, USA, 1987.

3. Özakalın, U.M., Salamcı, M.U., Özkan, B. "Sabit ve Değişken Kayma Yüzeyli Kayan Kiptli Denetim Yönteminin Hidrolik Eyletimli Bir Kanat Yükleme Cihazına Deneysel Olarak Uygulanması", TOK2011-Otomatik Kontrol

Ulusal Toplantısı, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, Türkiye, Eylül 2011.

4. Yuan, R.B., Zhao, K.D., Cao, J., "Torque control of electrohydraulic servo system based on robust control theory", Proceedings Of The Third International Symposium On Instrumentation Science And Technology, 3, s.1027-1033, Xian, Çin, Ağustos 18-22, 2004.

5. Lee, S.Y., Cho, H.S., "A fuzzy controller for an electro-hydraulic fin actuator using phase plane method", Control Engineering Practice, 11, s. 697–708, 2003.

6. Electro-Hydraulic, Aeroload Simulation (ALS) Systems, World Wide Web site, www.ideal-aerosmith.com, Ideal Aerosmith, Inc., USA

7. Özkan, B., "Değişken Kayma Yüzeyli Kayan Kipli Denetim Yönteminin Elektromekanik Bir Kanat Tahrik Sistemine Uygulanması", TOK2010-Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Gebze, Kocaeli, Türkiye, Eylül 2010.

8. Slotin, J.E., Li, W., Applied Nonlinear Control,Prentice-Hall Inc.,1991.

# ÇİFT DUVARLI KARBON NANOTÜPLERDE DALGA YAYILMASI

Bahar UYMAZ, Metin AYDOĞDU

Namık Kemal Üniversitesi, Çorlu Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, TEKİRDAĞ
Trakya Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, EDİRNE

buymaz@nku.edu.tr, metina@trakya.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada çift duvarlı karbon nanotüplerde (KNT) düşey dalga yayılımı genelleştirilmiş kayma deformasyon teorisi kullanılarak incelenmektedir. Sonuçlar basit destekli sınır koşulu için parabolik kayma deformasyon teorisi (RBT) ile elde edilmektedir. Dalga sayısı ve tüp çapı değişirken nano mertebedeki ölçeğin dalga yayılımına etkisi incelenmektedir. Sınır frekansı, faz hızı ve frekans nonlokal elastisite ile elde edilmektedir. Sonuçlar literatürden alınan Euler-Bernoulli (EBT) ve Timoshenko (TBT) kiriş modeli kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmaktadır. Bu çalışmanın KNT'lerde dalga yayılımı problemleri için bir referans olacağı düşünülmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Çift duvarlı karbon nanotüpler, dalga yayılması, nonlokal elastisite, sürekli ortam modelleri, genelleştirilmiş kayma deformasyon teorisi

## WAVE PROPAGATION OF DOUBLE-WALLED CARBON NANOTUBES

## ABSTRACT

In this study transverse wave propagation in double-walled carbon nanotubes (CNTs) is investigated using generalized shear deformation beam theories. The results obtained with parabolic shear deformation beam theory (RBT) for simply supported boundary condition of double-walled CNTs. The small-scale effect on wave dispersion for double-walled CNTs with respect to the variation of double-walled CNTs wavenumbers and diameters are derived from the nonlocal continuum models. The results are compared with the results from the literature which are obtained with Euler-Bernoulli (EBT) and Timoshenko (TBT) beam model. It is hoped that the results are given in the form of tables and figures can serve as benchmark for further researches.

**Keywords:** Double-walled carbon nanotubes, wave propagation, nonlocal elasticity, continuum models, generalized shear deformation beam theory

## 1. GİRİŞ

Karbon nanotüpler (KNT) 1991'de Iijima [1] tarafından keşfedildiğinden bu yana dünya çapında çok büyük ilgi görmüşlerdir ve bu konuda yapılan çalışmalar bu yapıların elektronik, kimyasal ve mekanik özelliklerinin çok iyi olduğu anlaşılmasını sağlamış ve bilim adamlarının bu konuda yoğunlaşmasına neden olmuştur [2,3]. Moleküler dinamikte elde edilen büyük denklem sistemlerini çözmenin zorlukları sonucunda KNT'leri sürekli bir elastik ortam [4,22] olarak ele almak daha önemli olmuştur. KNT'lerin davranışını inceleyen çalışmalarda KNT'ler elastik kabuk [23,24] ve kiriş [25,29] olarak modellenmiştir. Son yıllarda KNT'lerin dalga karakteristikleri araştırmacılar için önemli bir konu başlığı olmuştur [30,34]. Ancak bu konuda yapılan çalışmalarda çoğunlukla tek duvarlı KNT'ler ele alınmıştır [35,37]. Yoon vd [38], dalga yayılması problemini çift duvarlı ve çok duvarlı KNT'lerde, van der Waals kuvvetini çoklu-kiriş teorisiyle modelleyerek incelemişlerdir. Yoon vd [39] daha sonra çok duvarlı KNT'lerde düşey dalga yayılması problemini Timoshenko kiriş modelini kullanarak ele almışlardır. Wang ve Varadan [40] tek duvarlı ve çift duvarlı KNT'lerin

dalga karakteristiklerini klasik elastisitede ve Wang ve diğerleri [41] nonlokal elastisitede Euler-Bernoulli ve Timoshenko kiriş modeli ile incelemişler ve dalga hareketinin modellenmesinde Euler-Bernoulli kiriş modelinin uygun olmadığını ve Timoshenko kiriş modelinin kullanılması gerektiğini göstermişlerdir. Liew ve Wang [42] dalga problemini elastik kabuk teorileri ile incelemişlerdir.

Bu çalışmada çift duvarlı KNT'lerde dalga yayılımı problemi parabolik kayma deformasyon kiriş teorisi (RBT) kullanılarak ele alınmaktadır. Çalışmada tüpler arasındaki radyal yer değiştirmeler dikkate alınmaktadır.

## 2. NONLOKAL KİRİŞ MODELİ

Eringen [43,44] tarafından geliştirilen nonlokal elastisite teorisine göre, klasik elastisiteden farklı olarak elastik bir sürekli ortamda gerilme alanı hesaplanırken yalnızca o noktadaki genlemeler hesaba katılmaz aynı zamanda o nokta civarındaki diğer noktalarda olan genlemeler de hesaba katılır. Ayrıca, nonlokal teorilerde atomlar arası kuvvetler ve iç uzunluk ölçüsü bünye denklemlerinde bir malzeme parametresi olarak hesaba katılır. Klasik elastisitede $t_{kl}$ gerilme tensörü, $\varepsilon(x)$ genleme tensörü olmak üzere genelleştirilmiş Hooke kanununa göre

$$t(x) = C(x) : \varepsilon(x) \tag{1}$$

denklemi ile tanımlanır. Burada C(x) dördüncü mertebe elastisite tensörüdür ve : iki nokta çarpımıdır. Nonlokal elastisitede $\sigma_{kl}$ gerilme tensörü Eringen [42] tarafından

$$\left(1 - (e_0 a)^2\right)\sigma_{kl} = t_{kl} \tag{2}$$

diferansiyel denklemi formunda tanımlanmıştır. Burada $e_0$ bir malzeme sabitidir ve *a* iç karakteristik uzunluktur. Burada $e_0$=0 alındığında klasik (lokal) elastisite modeli elde edilmektedir. Böylece, homojen izotropik kirişlerde kalınlık doğrultusundaki nonlokal davranışın ihmal edilebildiği kabulunu kullanarak nonlokal bünye denklemleri, denklem (1) ve (2)'den yararlanarak

$$\sigma_{xx} - (e_0 a)^2 \frac{\partial^2 \sigma_{xx}}{\partial x^2} = E\varepsilon_{xx} \tag{3}$$

$$\tau_{xz} - (e_0 a)^2 \frac{\partial^2 \tau_{xz}}{\partial x^2} = G\gamma_{xz} \tag{4}$$

ile verilir ve burada E malzemeninYoung modülü ve G kayma modülüdür.

### 2.1. Genel Kayma Deformasyon Kiriş Teorileri

KNT'lerin deformasyonlarının sadece xz-düzleminde olduğu kabul edilirse genel bir yer değiştirme alanı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} w_1(x,z;t) &= u(x;t) - zw_{,x} + f(z)u_1(x;t) \\ w_2(x,z;t) &= 0 \\ w_3(x,z;t) &= w(x;t) \end{aligned} \tag{5}$$

Burada u ve w orta düzlemdeki bir noktanın x ve z doğrultularındaki yer değiştirmeleri, $u_1$ orta düzlemde düşey kayma genlemelerinin etkilerini gösteren bir bilinmeyen ve f(z) düşey kayma gerilmesinin dağılımını gösteren ve şekil fonksiyonu olarak adlandırılan bir fonksiyondur. Şekil fonksiyonu 0 alınarak klasik Euler-Bernoulli kiriş teorisi (EBT) ve z alınarak Timoshenko kiriş teorisi (TBT) elde edilebilir. Farklı şekil fonksiyonları kullanılabilir ancak bu çalışmada Reddy [8] tarafından önerilen parabolik kayma deformasyon kiriş teorisi (RBT) kullanılmaktadır. Buna göre RBT için şekil fonksiyonu,

$$f(z) = z(1 - 4z^2/3h^2) \tag{6}$$

olarak tanımlanmaktadır. RBT için şekil fonksiyonu kullanılarak (5) nolu denklemle verilen yer değiştirme modelinden yararlanarak aşağıdaki kinematik bağıntılar elde edilmektedir.

$$\varepsilon_x = u_{,x} - zw_{,xx} + f(z)u_{1,x} \tag{7}$$

$$\gamma_{xz} = f_{,z} + u_1 \tag{8}$$

Burada ,*x* indisi x'e göre türevi göstermektedir.

Hareket denklemleri,

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta(T - U_s)dt = 0 \tag{9}$$

ile verilen Hamilton prensibi kullanılarak elde edilmektedir. Burada $\delta$ varyasyonel sembolü göstermektedir ve T kinetik enerji olmak üzere

$$T = \frac{1}{2}\int_{\mu} \left(\left(\frac{\partial w_1}{\partial t}\right)^2 + \left(\frac{\partial w_2}{\partial t}\right)^2\right)d\mu \tag{10}$$

ile ve $U_s$ genleme potansiyel enerjisi olmak üzere

$$U_s = \frac{1}{2}\int_{\mu} (\sigma_x\varepsilon_x + \tau_{xz}\gamma_{xz})d\mu \tag{11}$$

ile verilmektedir. (10) ve (11) nolu denklemler (9) nolu denklemde yerine koyularak kuvvet ve moment bileşenleri cinsinden aşağıdaki hareket denklemleri elde edilmektedir.

$$M^{c}_{x,xx} - (e_0a)^2\nabla^2 M^{c}_{x,xx} = \left(1-(e_0a)^2\nabla^2\right)\left(\rho_1 u_{,x} + \rho_{11}u_{1,x} + \rho_0 w - \rho_2 (w_{,xx})\right)_{,tt}$$
$$M^{sd}_{x,x} - Q^{sd}_{x} - (e_0a)^2\nabla^2\left(M^{sd}_{x,x} - Q^{sd}_{x}\right) = \left(1-(e_0a)^2\nabla^2\right)\left(\rho_{01}u + \rho_{02}u_1 - \rho_{11}w_{,x}\right)_{,tt} \quad (12)$$

Burada ,*tt* zamana göre türevi göstermektedir ve $\rho_i$ ve $\rho_i^{-lm}$ atalet terimleri

$$\rho_i = \int_{-h/2}^{h/2} \rho z^i dz, \quad (i = 0,1,2), \qquad \rho_{jm} = \int_{-h/2}^{h/2} \rho z^j f_j^m dz, \ (j = 0,1;\ m = 1,2) \quad (13)$$

olarak tanımlıdır ve ρ birim hacmin kütlesidir. Kuvvet ve moment bileşenleri aşağıdaki gibidir.

$$\left(N^{c}_{x}, M^{c}_{x}\right) = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x (1, z) dz, \qquad \left(M^{sd}_{x}\right) = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_x f(z) dz, \qquad Q^{sd}_{x} = \int_{-h/2}^{h/2} \tau_{xz} f'(z) dz, \quad (\ )' = d(\ )/dz. \quad (14)$$

### 2.2. Çift Duvarlı KNT'lerde Kiriş Modeli

(12) nolu denklemle verilen kiriş hareket denklemleri RBT şekil fonksiyonu ile yer değiştirme bileşenleri cinsinden tek duvarlı KNT'ler için hareket denklemleri elde edilmektedir. Ancak çok duvarlı kirişler ele alındığında, tek duvarlı kiriş modelleri her bir tüpün ve tüplerin bağıl hareketlerini göstermez ve her bir tüp için farklı sınır şartları olabileceğinden mevcut teoriler geliştirilerek çok duvarlı tüplere uyarlanmaktadır. Böylece van der Waals kuvvetlerinin etkileri de hesaba katılabilmektedir. KNT'lerin eş eksenli hareket ettiği varsayımına dayanan tek duvarlı kiriş teorilerinden farklı olarak çok duvarlı kiriş teorileri her bir tüpün ayrı ayrı radial hareket edebilmesine izin vermektedir [41,42]. Bu kabul ile tek duvarlı KNT modelinde kullanılan RBT kiriş modeli çift duvarlı KNT'lere uyarlanmakta ve böylece aşağıdaki hareket denklemleri elde edilmektedir.

$$-EI_{11}\frac{\partial^4 w_1}{\partial x^4} + E\left(I_{11} - \frac{4}{3h^2}I_{11}^{\ell}\right)\frac{\partial^3 u_{11}}{\partial x^3} + c_1(w_2 - w_1) = \rho A_1 \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} + \rho\left(I_{11} - \frac{4}{3h^2}I_{11}^{\ell}\right)\frac{\partial^3 u_{11}}{\partial x \partial t^2} - \rho I_{11}\frac{\partial^4 w_1}{\partial x^2 \partial t^2}$$
$$-(e_0a)^2(\rho A_1 \frac{\partial^4 w_1}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho(I_{11} - \frac{4}{3h^2}I_{11}^{\ell})\frac{\partial^3 u_{11}}{\partial x^3 \partial t^2} - \rho I_1 \frac{\partial^6 w_1}{\partial x^4 \partial t^2})$$

$$-E\left(I_{11} - \frac{4}{3h^2}I_{11}^{\ell}\right)\frac{\partial^3 w_1}{\partial x^3} + E(I_{11} - \frac{8}{3h^2}I_{11}^{\ell} + \frac{16}{9h^4}I_{11}^{\ell\ell})\frac{\partial^2 u_{11}}{\partial x^2} - G\left(A_1 - \frac{8}{h^2}I_{11} + \frac{16}{9h^4}I_{11}^{\ell}\right)$$
$$u_{11} = \rho\left(I_{11} - \frac{8}{3h^2}I_{11}^{\ell} + \frac{16}{9h^4}I_{11}^{\ell\ell}\right)\frac{\partial^2 u_{11}}{\partial t^2} + \rho\left(I_{11} - \frac{4}{3h^2}I_{11}^{\ell}\right)\frac{\partial^3 w_1}{\partial x \partial t^2} - (e_0a)^2 (\rho\left(I_{11} - \frac{8}{3h^2}I_{11}^{\ell} + \frac{16}{9h^4}I_{11}^{\ell\ell}\right)\frac{\partial^4 u_{11}}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho\left(I_{11} - \frac{4}{3h^2}I_{11}^{\ell}\right)\frac{\partial^3 w_1}{\partial x^3 \partial t^2})$$

$$-EI_{12}\frac{\partial^4 w_2}{\partial x^4} + E\left(I_{12} - \frac{4}{3h^2}I_{12}^{\ell}\right)\frac{\partial^3 u_{12}}{\partial x^3} + c_1(w_1 - w_2) = \rho A_2 \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} + \rho\left(I_{12} - \frac{4}{3h^2}I_{12}^{\ell}\right)\frac{\partial^3 u_{12}}{\partial x \partial t^2} - \rho I_{12}\frac{\partial^4 w_2}{\partial x^2 \partial t^2} - (e_0a)^2(\rho A_2 \frac{\partial^4 w_2}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho\left(I_{12} - \frac{4}{3h^2}I_{12}^{\ell}\right)\frac{\partial^3 u_{12}}{\partial x^3 \partial t^2} - \rho I_2 \frac{\partial^6 w_2}{\partial x^4 \partial t^2})$$

$$-E\left(I_{12} - \frac{4}{3h^2}I_{12}^{\ell}\right)\frac{\partial^3 w_2}{\partial x^3} + E(I_{12} - \frac{8}{3h^2}I_{12}^{\ell} + \frac{16}{9h^4}I_{12}^{\ell\ell})\frac{\partial^2 u_{12}}{\partial x^2} - G\left(A_2 - \frac{8}{h^2}I_{12} + \frac{16}{9h^4}I_{12}^{\ell}\right)$$
$$u_{11} = \rho\left(I_{12} - \frac{8}{3h^2}I_{12}^{\ell} + \frac{16}{9h^4}I_{12}^{\ell\ell}\right)\frac{\partial^2 u_{12}}{\partial t^2} + \rho\left(I_{12} - \frac{4}{3h^2}I_{12}^{\ell}\right)\frac{\partial^3 w_2}{\partial x \partial t^2} - (e_0a)^2 (\rho\left(I_{12} - \frac{8}{3h^2}I_{12}^{\ell} + \frac{16}{9h^4}I_{12}^{\ell\ell}\right)\frac{\partial^4 u_{12}}{\partial x^2 \partial t^2} + \rho\left(I_{12} - \frac{4}{3h^2}I_{12}^{\ell}\right)\frac{\partial^3 w_2}{\partial x^3 \partial t^2}) \quad (15)$$

Burada A dik kesit alanı, h kiriş kalınlığıdır ve atalet terimleri aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\left(I_1, I_1^{\ell}, I_1^{\ell\ell}\right) = \int_A (z^2, z^4, z^6) dA \quad (16)$$

Burada $I_i$'lerde kullanılan ikinci indis tüp numarasını göstermektedir. Alan ve yer değiştirme terimlerinde kullanılan indis de yine tüp numarasını göstermektedir. $c_j$ van der Waals etkileşim katsayısıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$c_j = \frac{320\pi(2r_j)erg/cm^2}{0.16d^2} \quad (j=1) \quad (17)$$

Burada $r_j$, j. tüpün iç yarıçapı ve d=0.142 nm ve 1 erg=$10^{-7}$ J dür.

## 3. ÇİFT DUVARLI KNT'LERDE DALGA YAYILMASI

Çift duvarlı KNT'lerde dalga çözümü için aşağıdaki harmonik yer değiştirme modeli kullanılmaktadır.

$$w_m = W_m e^{i(kx-\omega t)},$$
$$u_{1m} = U_{1m} e^{i(kx-\omega t)}, \quad (m = 1,2) \qquad (18)$$

Burada $W_m$ ve $U_{1m}$ dalga hareketinin genlikleri, k dalga sayısı ve ω dalga hareketini frekansıdır. (18) nolu denklem (17) nolu denklemde yerine koyularak aşağıda matris formunda verilen bir özdeğer problemi elde edilir.

$$[K - \omega^2 M]\begin{Bmatrix} W_1 \\ U_{11} \\ W_2 \\ U_{12} \end{Bmatrix} = 0 \qquad (19)$$

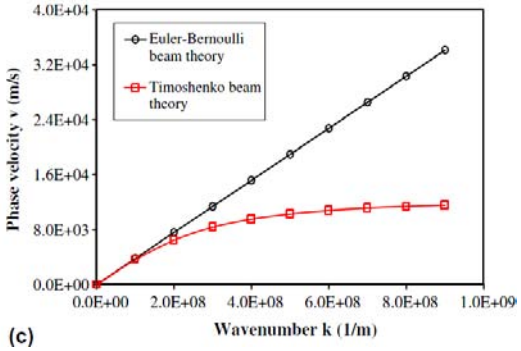
Burada K ve M matris elemanlarının sıfırdan farklı değerleri aşağıda verilmektedir.

$$K_{11} = EI_{11}k^2 + c_1\frac{1}{k^2}$$
$$K_{12} = K_{21} = E\left(I_{11} - \frac{4}{3h^2}I'_{11}\right)ik$$
$$K_{13} = K_{31} = -c_1\frac{1}{k^2}$$
$$K_{22} = -E\left(I_{11} - \frac{8}{3h^2}I'_{11} + \frac{16}{9h^4}I''_{11}\right) - G\left(A_1 - \frac{8}{h^2}I_{11} + \frac{1}{h}\right)$$
$$K_{33} = EI_{12}k^2 + c_1\frac{1}{k^2}$$
$$K_{34} = K_{43} = E\left(I_{12} - \frac{4}{3h^2}I'_{12}\right)ik$$
$$K_{44} = -E\left(I_{12} - \frac{8}{3h^2}I'_{12} + \frac{16}{9h^4}I''_{12}\right) - G\left(A_2 - \frac{8}{h^2}I_{12} + \frac{16}{h^4}I_{12}\right)\frac{1}{k^2}$$

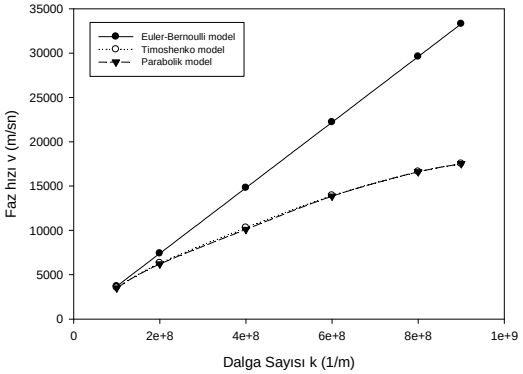
$$M_{11} = \rho A_1 + \rho I_1 k^2$$
$$M_{12} = M_{21} = \rho\left(I_{11} - \frac{4}{3h^2}I'_{11}\right)ik$$
$$M_{22} = -\rho\left(I_{11} - \frac{8}{3h^2}I'_{11} + \frac{16}{9h^4}I''_{11}\right)$$
$$M_{33} = \rho\left(A_2 - \frac{8}{h^2}I_{12} + \frac{16}{h^4}I''_{12}\right) + \rho I_{12}k^2$$
$$M_{34} = M_{43} = \rho\left(I_{12} - \frac{4}{3h^2}I'_{12}\right)ik$$
$$M_{44} = -\rho\left(I_{12} - \frac{8}{3h^2}I'_{12} + \frac{16}{9h^4}I''_{12}\right) \qquad (20)$$

Çalışmada her bir tüpün elastik özelliklerinin aynı olduğu kabul edilmekte ve Young modülü 1 TPa, Kayma modülü 0.4 TPa, Poisson oranı 0.25 ve kütle yoğunluğu 2.3 g/cm$^3$ ve efektif kalınlık 0.35 nm'dir, (Wang ve Varadan [41]).

Şekil 1 ve 2'de tek duvarlı KNT'lerde faz hızının dalga sayısıyla değişimi d=1 nm için klasik elastisiteye göre elde edilmektedir. Şekil 1 bu çalışmada çizilmekte olup Şekil 2 Wang ve Varadan'ın çalışmasından [41] karşılaştırma amacıyla alınmaktadır. Sonuçların birbiriyle oldukça uyumlu olduğu görülmektedir.



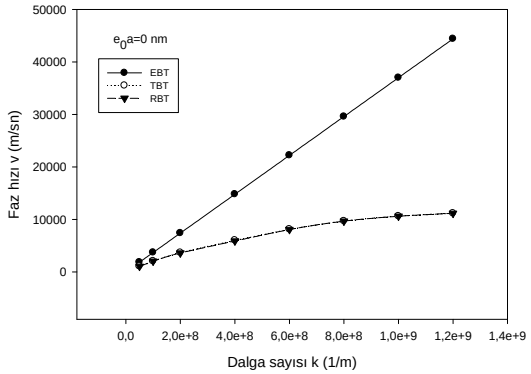

**Şekil 1.** Tek duvarlı KNT'lerde faz hızının dalga sayısıyla değişimi,(Wang,Varadan [41])



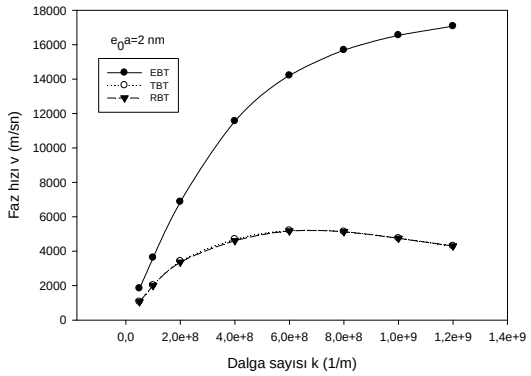

**Şekil 2.** Tek duvarlı KNT'lerde faz hızının dalga sayısı ile değişimi, (Bu çalışma).

Şekil 3'te tek duvarlı ve Şekil 4'te çift duvarlı KNT'lerde faz hızının dalga sayısıyla değişimi klasik elastisite ve nonlokal elastisite'ye göre elde edilmektedir. Tek duvarlı KNT için çap d=1 nm ve çift duvarlı KNT için iç çap $d_1$=1 nm alınmaktadır. Tek duvarlı KNT sonuçları incelendiğinde klasik elastisitede faz hızının EBT ile değişimi doğrusalken aynı koşullarda nonlokal elastisitede eğrisel bir değişim görülmektedir. Her iki durumda da EBT ile kayma deformasyon kiriş teorileri arasındaki fark dalga sayısı arttıkça daha fazla artmaktadır. Ancak TBT ve RBT kayma deformasyon teorileri ile elde edilen sonuçların neredeyse aynı olduğu görülmektedir. Çift duvarlı KNT sonuçları incelendiğinde faz hızının dalga sayısıyla tek duvarlı KNT'lerden farklı olarak azaldığı ve bu değişimde EBT ve kayma deformasyon teorileri arasında neredeyse fark olmadığı görülmektedir. Klasik ve nonlokal elastisite sonuçları dalga sayısının $4x10^8$ değerine kadar faz hızında keskin bir düşüş

olduğunu göstermektedir. Dalga sayısının k > $4x10^8$ değerinden itibaren faz hızı klasik elastisiteye göre çok zayıf bir şekilde artmakta ve nonlokal elastisiteye göre eğri asimptotik bir hal almaktadır.

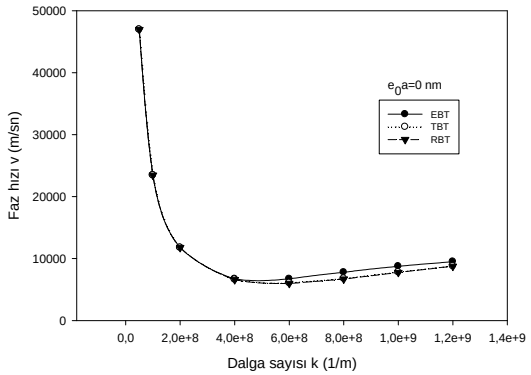



**Şekil 3a.** Tek duvarlı KNT'lerde faz hızının klasik elastisite teorilerine göre dalga sayısıyla değişimi.

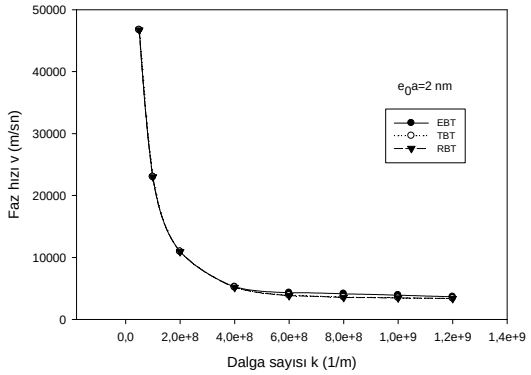



**Şekil 3b.** Tek duvarlı KNT'lerde faz hızının nonlokal teorilere göre dalga sayısıyla değişimi.

Şekil 5'te tek duvarlı KNT'lerde faz hızının dalga sayısıyla değişimi nonlokal katsayının ve d çapının farklı değerleri için elde edilmektedir. Klasik elastisitede faz hızı dalga sayısı ve çap arttıkça artmakta ancak $k \geq 1x10^9$ değerlerinde dalga sayısı ve çap değişiminden etkilenmemektedir. Nonlokal elastisitede faz hızı dalga sayısının $k \leq 1x10^9$ değerlerinde dalga sayısı ve çap arttıkça faz hızı artmakta ve $k > 1x10^9$ değerlerinde dalga sayısı arttıkça faz hızı azalırken çap değişiminden etkilenmemektedir.

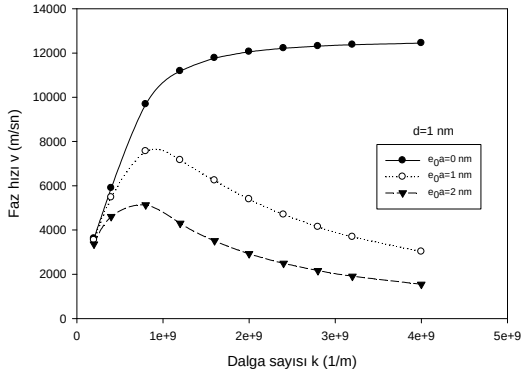



**Şekil 4a.** İki duvarlı KNT'lerde faz hızının klasik elastisite teorilerine göre dalga sayısıyla değişimi.

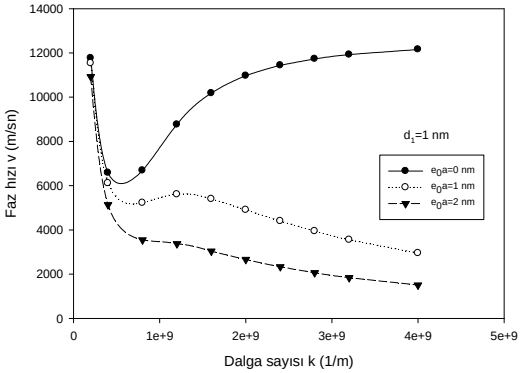



**Şekil 4b.** İki duvarlı KNT'lerde faz hızının nonlokal teorilere göre dalga sayısıyla değişimi.

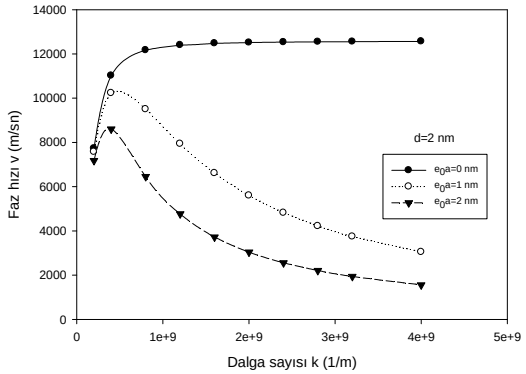
Şekil 6'da iki duvarlı KNT'lerde faz hızının dalga sayısıyla değişimi nonlokal katsayının ve $d_1$ iç çapının farklı değerleri için elde edilmektedir. Klasik elastisitede $k<1x10^9$ değerlerine kadar faz hızı dalga sayısıyla birlikte önce azalan sonra artan parabolik bir değişim göstermekte ve dalga sayısının daha büyük değerlerinde artış gittikçe belirsiz hale gelmektedir. Çap değişimine karşı duyarlılıkta yine $k<1x10^9$ değerlerinde görülmektedir. Çap arttıkça, parabolün tepe noktası olan minimum hız da artmaktadır. Nonlokal elastisitede faz hızı dalga sayısının $k<1x10^9$ değerlerinde dalga sayısı arttıkça azalmakta ancak çap arttıkça daha yavaş azalmaktadır. Dalga sayısının $k>1x10^9$ değerlerinde ise çap değişimine karşı duyarlılık gittikçe azalmaktadır.



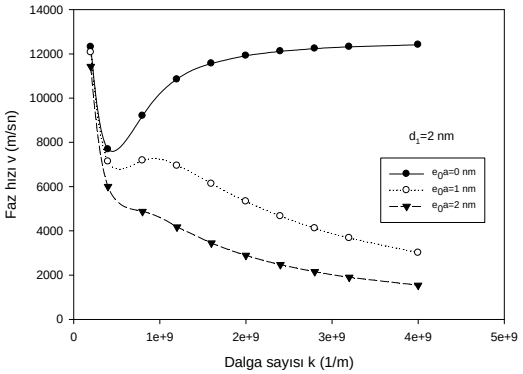

**Şekil 5a.** Tek duvarlı KNT'lerde faz hızının nonlokal katsayı ve çapa göre dalga sayısıyla değişimi.



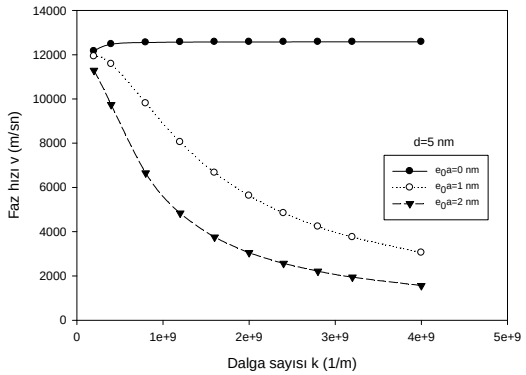

**Şekil 6a.** İki duvarlı KNT'lerde faz hızının nonlokal katsayı ve çapa göre dalga sayısıyla değişimi.



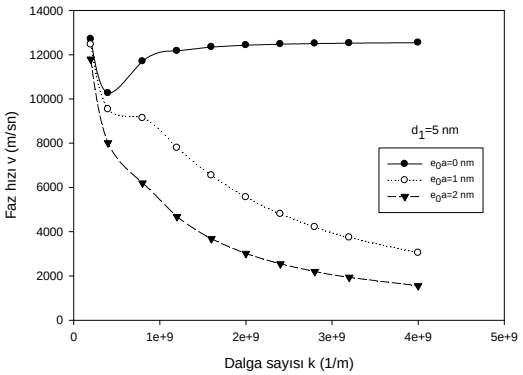

**Şekil 5b.** Tek duvarlı KNT'lerde faz hızının nonlokal katsayı ve çapa göre dalga sayısıyla değişimi.




**Şekil 6b.** İki duvarlı KNT'lerde faz hızının nonlokal katsayı ve çapa göre dalga sayısıyla değişimi.



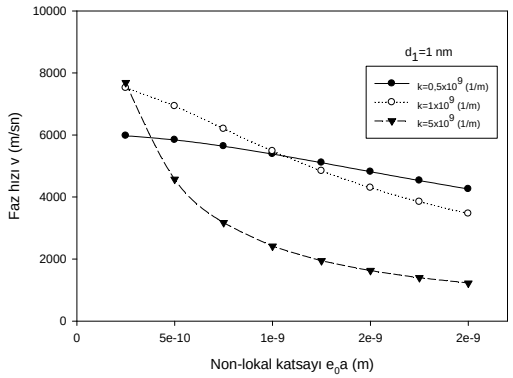

**Şekil 5c.** Tek duvarlı KNT'lerde faz hızının nonlokal katsayı ve çapa göre dalga sayısıyla değişimi.



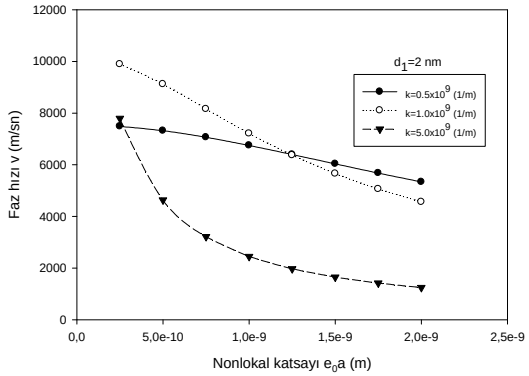

**Şekil 6c.** İki duvarlı KNT'lerde faz hızının nonlokal katsayı ve çapa göre dalga sayısıyla değişimi.

Şekil 7'de iki duvarlı KNT'lerde faz hızının nonlokal katsayıyla değişimi dalga sayısı ve $d_1$ iç çapının farklı değerleri için elde edilmektedir. Nonlokal katsayı arttıkça hız azalmakta ve hız azalma aralığı dalga sayısı arttıkça daha da artmaktadır. Çap

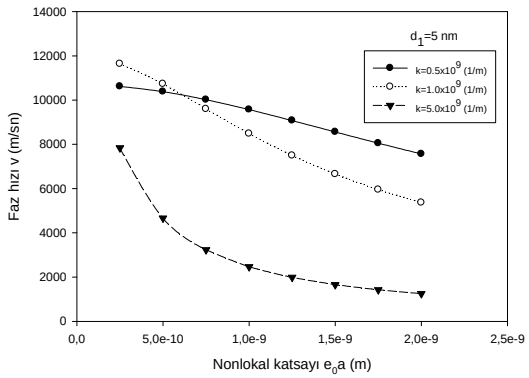
arttırıldığında hızın başlangıç değerinin de arttığı görülmektedir.




**Şekil 7a.** İki duvarlı KNT'lerde faz hızının dalga sayısı ve çapa göre nonlokal katsayıyla değişimi.

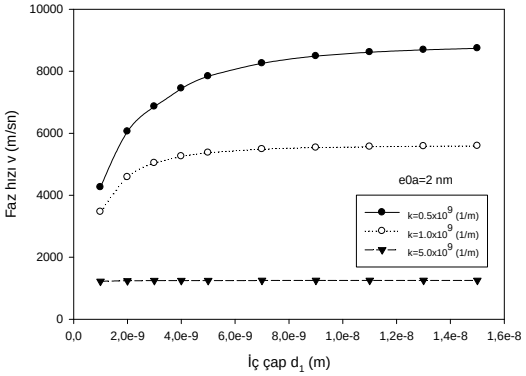



**Şekil 7b.** İki duvarlı KNT'lerde faz hızının dalga sayısı ve çapa göre nonlokal katsayıyla değişimi.



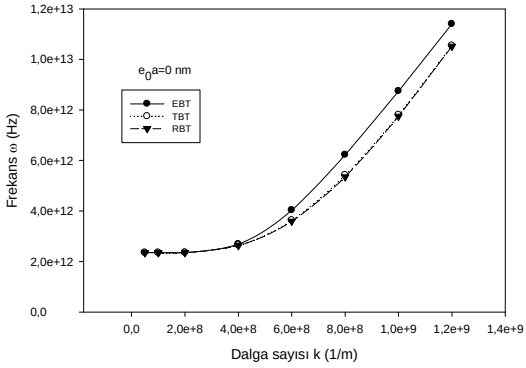

**Şekil 7c.** İki duvarlı KNT'lerde faz hızının dalga sayısı ve çapa göre nonlokal katsayıyla değişimi.

Şekil 8'de iki duvarlı KNT'lerde faz hızının çap ile değişimi nonlokal katsayısının 2 nm değeri için $d_1$ çapının farklı değerlerinde elde edilmektedir. Çap arttırıldıkça faz hızı artmakta dalga sayısı arttırıldıkça ise faz hızının azaldığı ancak çapın $4x10^{-9}$ değerinden itibaren ve dalga sayısının büyük değerlerinde faz hızının çap ve dalga sayısı değişiminden etkilenmediği görülmektedir.

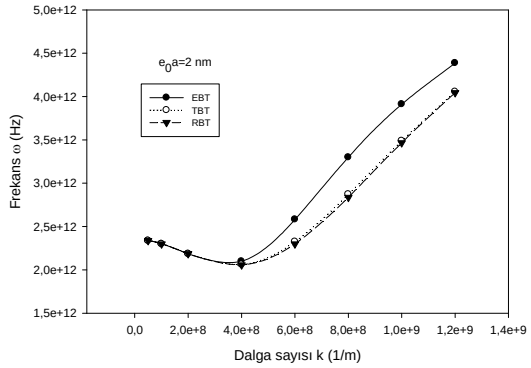



**Şekil 8.** İki duvarlı KNT'lerde faz hızının dalga sayısına göre çap ile değişimi.

Şekil 9'da çift duvarlı KNT'lerde frekansın dalga sayısıyla değişimi klasik elastisite ve nonlokal elastisite'ye göre elde edilmektedir. Her iki durumda da frekans dalga sayısının $k>4x10^9$ değerlerinde dalga sayısı arttıkça artmakta ve kayma deformasyon teorileriyle elde edilen sonuçların EBT ile elde edilen sonuçlardan daha küçük ancak birbirlerine daha yakın olduğu görülmektedir. Dalga sayısının $k<4x10^9$ değerlerinde ise klasik elastisitede dalga sayısıyla bir değişim görülmemekte nonlokal elastisitede ise dalga sayısı arttıkça frekansın yavaşça azaldığı görülmektedir.




**Şekil 9a.** İki duvarlı KNT'lerde frekansın klasik elastisite teorilerine göre dalga sayısıyla değişimi.




**Şekil 9b.** İki duvarlı KNT'lerde frekansın nonlokal teorilere göre dalga sayısıyla değişimi.

## 4. GENEL DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada çift duvarlı KNT'lerde düşey dalga yayılımı genelleştirilmiş kayma deformasyon teorisi ile incelenmektedir. Dalga sayısı ve tüp çapı değişirken nano mertebedeki ölçeğin dalga yayılımına etkisi incelenmektedir. RBT ile elde edilen sonuçlar EBT ve TBT ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmaktadır. Genel olarak tek ve çift duvarlı KNT'lerde faz hızının değişiminin çap ve nonlokal katsayı arttırıldıkça daha kararlı hale geldiği görülmektedir. Dalga sayısının çalışmada incelenen aralıklarına göre faz hızının en büyük değişiminin $0< k <1x10^9$ aralığında olduğu anlaşılmaktadır.

## 5. KAYNAKLAR

1.Iijima, S., "Helical microtubules of graphitic carbon", Nature, London, 354,56-58, 1991.

2. Ball, P., "Rollup for the revolution", Nature, London, 414,142-144,2001.

3. Baughman, R.H., Zakhidov, A.A., De Heer, W.A., "Carbon nanotubes- the route toward applications", Science, 297,787-792,2002.

4. Wong, E.W., Sheehan, P.E., Lieber, C.M., "Nanobeam mechanics: Elasticity, strength and thoughness of nanorods and nanotubes", Science, 277,1971-1975,1997.

5. Civalek, O., Demir, C., "Bending analysis of microtubules using nonlocal Euler-Bernoulli beam theory", Applied Mathematical Modelling 35,2053-2067,2011.

6. Falvo, M.R., Glary, G.J., Taylor, R.M., Chi, V., Brooks, F.P., Washburn, S. et al., "Bending and buckling of carbon nanotubes under large strain", Nature,389,582-584,1997.

7. Yakobson, B.I., Brabec, C.J., Bernholc, J., "Nanomechanics of carbon nanotubes: Instability beyond linear response", Physical Review Letters, 76,2511-2514,1996.

8. Reddy, J.N., "Nonlocal theories for bending, buckling and vibration of beams", International Journal of Engineering Science 45,288-307,2007.

9. Aydogdu, M., "A general nonlocal beam theory: Its application to nanobeam bending, buckling and vibration", Physica E 41,1651-1655,2009.

10. Thai, H., "A nonlocal beam theory for bending, buckling and vibration of nanobeams" International Journal of Engineering Science 52,56-64,2012.

11. Wang, Q., Varadan, V.K., Quek, S.T., "Small scale effect on elastic buckling of carbon nanotubes with nonlocal continuum models" Physics Letters A 357,130-135,2006.

12. Zhang, Y.Q., Liu, G.R., Xie, X.Y., "Free transverse vibrations of double-walled carbon nanotubes using a theory of nonlocal elasticity" Physics Reviews B 71,195404,2005.

13. Wang, Q., Varadan, V.K., "Vibration of carbon nanotubes studied using nonlocal continuum mechanics" Smart Materials and Structures 15,659-666,2006.

14. Aydogdu, M., Ece, M.C., "Vibration and buckling of in-plane loaded double-walled carbon nanotubes" Turk.J.Eng.Environ.Sci. 31,305-310,2007.

15. Karaoglu, P., Aydogdu, M., "On the forced vibration of carbon nanotubes via a nonlocal Euler Bernoulli beam model" Proc.Inst.Mech.Eng.C: Mech.Eng.Sci. 224,497-503,2010.

16. Şimşek, M., "Vibration analysis of a single-walled carbon nanotube under action of a moving harmonic load based on nonlocal elasticity theory" Physica E 43,182-191,2010.

17. Aydogdu, M., "Axial vibration of the nanorods with the nonlocal continuum rod model" Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures 41,861-864,2009.

18. Aydogdu, M., "Axial vibration analysis of nanorods (carbon nanotubes) embedded in an elastic medium using nonlocal elasticity" Mechanics Research Commun. 43,34-40,2012.

19. Filiz, S., Aydogdu, M., "Axial vibration of carbon nanotube heterojunctions using nonlocal elasticity" Computational Mater.Sci. 49,619-627,2010.

20. Şimşek, M., "Nonlocal effects in the free longitudinal vibration of axially functionally graded tapered nanorods" Computational Materials Science 61,257-265,2011.
21. Ru, C.Q., "Effective bending stiffness of carbon nanotubes", Physical Review B, 62,9973-9976,2000.
22. Ru, C.Q., "Elastic buckling of single-walled carbon nanotube ropes under high pressure", Physical Review B, 62,10405-10408,2000.
23. Hu, Y.G., Liew, K.M., Wang, Q., He, X.Q., Yakobson, B.I., "Nonlocal shell model for elastic wave propagation in single- and double-walled carbon nanotubes", J.MechPhys.Solids 56,3475-3485,2008.
24. Mahan, G.D., "Oscillations of a thin cylinder: carbon nanotubes", Physical Review B, 65,235402,2002.
25. Reddy, J.N., Pang, S.D., "Nonlocal continuum theories of beams for the analysis of carbon nanotubes" Journal of Applied Physics 103,1-16,2008.
26. Wang, C.Y., Ru, C.Q., Mioduchowski, A., "Free vibration of multiwalled carbon nanotubes", Journal of Applied Physics, 97,114323,2005.
27. He, H.Q., Eisenberger, M., Liew, K.M., "The effect of van der Waals interaction modelling on the vibration characteristics of multiwalled carbon nanotubes", Journal of Applied Physics, 100,124317,2006.
28. Aydogdu, M., "Vibration of multi-walled carbon nanotubes by generalized shear deformation theory", International Journal of Mechanical Sciences, 50,837-844,2008.
29. Aydogdu, M. "Effects of shear deformation on vibration of doublewalled carbon nanotubes embedded in an elastic medium", Arch. Applied Mechanics, 78,711-723,2008.
30. Sirtori, C., "Applied physics: Bridge for the terahertz gap", Nature, London, 417,132-133,2002.
31. Jeon, T., Kim, K., "Terahertz conductivity of anisotropic single walled carbon nanotube films", Applied Physics Letters, 80,3403-3405,2002.
32. Antonelli, G.A., Maris, H.J., "Picosecond ultrasonics study of the vibrational modes of a nanostructure", Journal of Applied Physics, 91,3261-3267,2002.
33. Knap, W., et al., "Nonresonant detection of terahertz radiation in field effect transistors", Journal of Applied Physics,91,9346-9353,2002.
34. Brauns, E.B., et al., "Complex local dynamics in DNA on the picoseconds and nanosecond time scales", Physical Review Letters, 88,158101-1-4,2002.
35. Yu, J., Kalia, R.K., Vashishta, P., "Phonons in graphitic tubules: A tight-binding molecular dynamics study", Journal of Chemical Physics, 103,6697-6705,1995.
36. Popov, V.N., Doren, V.E.V., "Elastic properties of single-walled carbon nanotubes", Physical Review B, 61,3078-3084,2000.
37. Reulet, B., et al., "Acoustoelectric effects in carbon nanotubes", Physical Review Letters, 85,2829-2832,2000.
38. Yoon, J., Ru, C.Q., Mioduchowski, A., "Sound wave propagation in multiwall carbon nanotubes", Journal of Applied Physics, 93,4801-4806,2003b.
39. Yoon, J., Ru, C.Q., Mioduchowski, A., "Timoshenko-beam effects on transverse wave propagation in carbon nanotubes", Composites Part B: Eng.,35,87-93,2004.
40. Wang, Q., Varadan, V.K., "Wave characteristics of carbon nanotubes", International Journal of Solids and Structures, 43,254-265,2006.
41. Liew, K.M., Wang, Q., "Analysis of wave propagation in carbon nanotubes via elastic shell theories", International Journal of Engineering Science, 45,227-241,2007.
42. Wang, Q., Zhou, G.Y., Lin, K.C., "Scale effect on wave propagation of double-walled carbon nanotubes"International Journal of Solids and Structures 43;6071-6084,2006.
42. Eringen, A.C., Nonlocal Continuum Field Theories. Springer-Verlag New York, Inc. 2002.
43. Eringen, A.C., "On nonlocal elasticity" Int. Journal of Engineering Science 10,233-248,1972.

# RİJİT VE ESNEK UÇAK MODELLERİ İÇİN AKTARIM YÖNLENDİRME PERFORMANSLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Ahmet Güray PEHLİVANOĞLU
TÜBİTAK SAGE P.K. 16 Mamak 06261 ANKARA

guray.pehlivanoglu@tubitak.gov.tr

## ÖZET

Havadan karaya güdümlü mühimmatlardaki ataletsel navigasyon sistemlerinin fırlatma öncesi ilklendirilmesi ve kalibre edilmesi aktarım yönlendirme denen bir işlemle gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmada, mühimmatın takılı olduğu uçağın rijit veya esnek olarak modellenmesi durumları için aktarım yönlendirme performansları karşılaştırılmaktadır. Bildiride, aktarım yönlendirme sırasında uçak ile mühimmat hızlarının ve yönelimlerinin karşılaştırıldığı hız ve yönelim eşleştirme yöntemi kullanılmıştır. Eşleştirmenin yapılabilmesi için gerekli uçak manevrası olarak ise kısa süreli bir yana yatma manevrası seçilmiştir. Elde edilen sonuçlar, bir Kalman filtresi içerisinde modellenen hataların standart sapma değişimleri ile mühimmat vuruş hassasiyetinin bir göstergesi olan dairesel hata olasılığı değerleri kullanılarak yorumlanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde uçağın esnek olarak modellenmesinin, rijit olarak modellenmesine kıyasla aktarım yönlendirme performansında belirgin bir iyileşme sağladığı tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Aktarım yönlendirme, esnek uçak, Kalman filtresi

## COMPARISON OF TRANSFER ALIGNMENT PERFORMANCES FOR RIGID AND FLEXIBLE AIRCRAFT MODELS

## ABSTRACT

Pre-launch initialization and calibration of inertial navigation systems in the air-to-surface guided weapons are achieved by a process called as transfer alignment. In this study, transfer alignment performances are compared for the cases of which the weapon-carrier aircraft is modeled as rigid or flexible. In the paper, velocity and attitude match method comparing the velocities and attitudes of the aircraft and the weapon during the transfer alignment is used. A short duration wing-rock maneuver enabling the matching is selected as the aircraft maneuver. Obtained results are interpreted by using the standard deviation variations of errors modeled in a Kalman filter and the circular error probable values indicating the weapon hit precision. Results show a significant improvement in the transfer alignment performance for the flexible aircraft model compared to the rigid aircraft model.

**Keywords:** Transfer alignment, flexible aircraft, Kalman filter

## 1. GİRİŞ

Güdümlü mühimmatların çoğunda küresel konumlama sistemleri (KKS) bulunmaktadır. Günümüzde cep telefonu, otomobil gibi ticari uygulamalarda da yaygın olarak kullanılan KKS'ler, mühimmatın uçuşu sırasındaki konumunun hassas bir şekilde belirlenmesi için kullanılmaktadır. Ne yazık ki KKS'lerin uydularla haberleşmesinin getirdiği dış dünyaya bağımlılık özellikleri onları aldatılmaya ve karıştırılmaya açık hale getirmektedir. Bu da mühimmatın rotasından çıkmasına ve hedefi vuramamasına neden olabilmektedir. Bu yüzden KKS'ler genelde navigasyonun ana kaynağı değil, destekçisi olarak kullanılmaktadır. Navigasyonun ana kaynağı genelde dış dünyadan tamamen bağımsız olan ve kendi içinde yaptığı hesaplamalarla mühimmatın konumunu, hızını ve yönelimini (KHY) belirleyen ataletsel navigasyon sistemleridir (ANS). ANS'ler bu belirgin avantajlarının yanı sıra hassas ilklendirilme ihtiyacı gibi çok önemli bir dezavantaja sahiptir. Havadan atılan

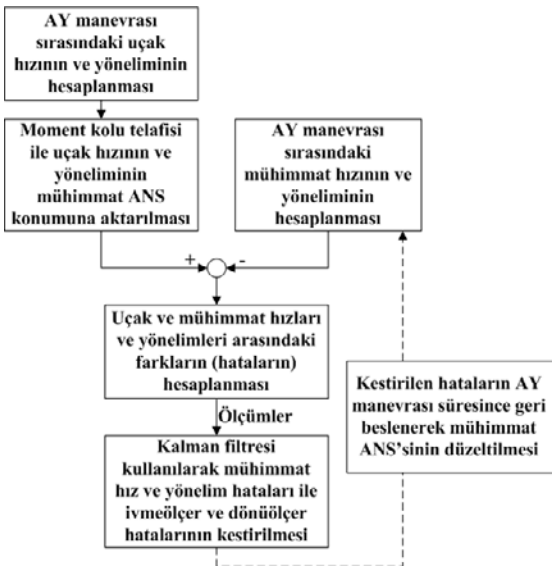
mühimmatlarda bu ihtiyaç aktarım yönlendirme (AY) denen bir işlemle mühimmat ANS'sinin ilk KHY'sinin belirlenmesi ile yapılmaktadır. AY sırasında aynı zamanda ANS içerisindeki ivmeölçerlerin ve dönüölçerlerin kalibrasyonu da yapılarak bu sensörlerdeki hatalar da olabildiğince giderilmektedir. AY, uçağın yaptığı belirli bir manevra sırasında uçak ve mühimmat ANS değişkenlerinin karşılaştırılmasını ve mühimmat ANS hatalarının belirlenerek mühimmat ANS'sinin düzeltilmesini kapsamaktadır. AY manevrası sırasında karşılaştırılan değişkenler konum, hız, yönelim, ivme, açısal hız vb. olabilmektedir. Bu çalışmada ölçüm değişkenleri olarak hız ve yönelim kullanılmıştır. Buna göre AY manevrası sırasında uçak hızı ve yönelimi ile mühimmat hızı ve yönelimi belirlenmiş, moment kolu telafisi giderilerek mühimmat ANS konumuna aktarılan uçak hızı ve yönelimi ile mühimmat hızı ve yönelimi arasındaki fark yani hata hesaplanmış ve bu hata ölçüm olarak Kalman filtresine girilmiştir. Bu tipteki bir AY hız ve yönelim eşleştirme (HYE) olarak isimlendirilmektedir. HYE yöntemi genelde AY'nin kısa sürede yapılması ihtiyacı olduğunda tercih edilmektedir. Seçilen AY yöntemine uygun olarak kısa süreli bir yana yatma manevrası kullanılmıştır. Bu manevra uçağın yörünge değiştirmesine gerek kalmaksızın uçak uzunlamasına ekseni etrafında saat yönünde veya saatin tersi yönünde yapılan bir dönme hareketi ile sonrasındaki geri dönme hareketinden oluşmaktadır.

Aktarım yönlendirme ile ilgili literatür incelendiğinde genelde uçak kanat hareketinin stokastik olarak modellendiği görülmektedir [1-13]. Bunun temel nedeni uçak esneme modelinin mevcut olmamasıdır. Stokastik model yaklaşımında uçuşlu testler sırasında test mühimmatları ile toplanan titreşim verileri işlenmekte ve kanat hareketi istatistiki bir gürültü modeline benzetilmeye çalışılmaktadır. Bunun genelde beyaz gürültü karakterinde olduğu görülmektedir. Kanat hareketleri uçağın kanatlarına asılı yüklere, kanat içindeki yakıt miktarına, uçağın hızına ve irtifasına bağlı olarak değişeceğinden anlamlı bir stokastik model oluşturabilmek için bütün konfigürasyonları kapsayan çok sayıda uçuş testi yapılması gerekmektedir. Ayrıca var olan fiziksel bir hareketin gürültü olarak modellenmesinin çok uygun bir yaklaşım olmadığı da açıktır. Literatürdeki nispeten az sayıdaki makalede kanat esnemesi uçak ivmelerine bağlı olarak modellenmiştir [14-16]. Diğer taraftan bu çalışmalarda yer alan esneme modelleri ya Kalman filtresi durum sayısını artırmakta ya da yine stokastik yöntemlerden faydalanılmaktadır. Bir çalışmada ise uçak esneme modeli MSC Nastran™ (NAsa STress ANalysis Program) kullanılarak oluşturulmuş ve istenilen uçuş koşullarındaki esnemeler statik aeroelastik analiz yöntemiyle deterministik olarak hesaplanmıştır [17]. Bu sayede esnemeler Kalman filtresi durum sayısında bir artış olmaksızın probleme dahil edilebilmiştir.

Bu bildiride, kısa süreli bir yana yatma manevrası sırasındaki HYE sonuçları rijit ve esnek uçak modelleri için karşılaştırılmaktadır. Bunun için [17]'de önerilen yöntem kullanılmaktadır. Rijit uçak modelindeki kanat hareketleri stokastik olarak beyaz gürültü şeklinde, esnek uçak modelindeki kanat esnemeleri ise MSC NASTRAN™ kullanılarak deterministik olarak elde edilmiştir. Sonuçlar uçak esnemesinin deterministik olarak modellenmesinin AY performansı üzerinde belirgin bir iyileşme sağladığını göstermiştir.

## 2. HIZ VE YÖNELİM EŞLEŞTİRME YÖNTEMİ

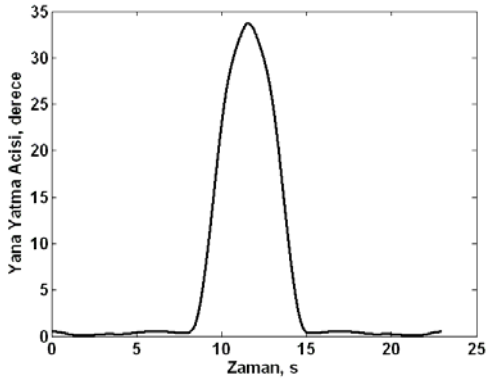
HYE yöntemi Şekil 1 ile özetlenmektedir.




Şekil 1. HYE Yöntemi.

## 3. AKTARIM YÖNLENDİRME MANEVRASI

Bu bildiride kısa süreli bir yana yatma manevrası kullanılmıştır. Manevra tipi Şekil 2 ile gösterilmektedir.




Şekil 2. Yana Yatma Manevrası.

Şekilden de anlaşılabileceği gibi uçak yaklaşık 10. saniyeye kadar düz uçmakta, ardından yaklaşık 35 derece dönü açısına kadar hızlı bir şekilde sağa yatmaktadır. Hızlıca düz uçuş koşullarına geri dönen uçak, bir süre daha düz uçuşuna devam etmektedir. Toplam manevra süresi yaklaşık 23 saniyedir. Bu tipteki bir manevra HYE yöntemine uygundur ve daha çok AY'nin hızlı yapılması ihtiyacı olduğunda tercih edilir.

## 4. UÇAK ESNEME MODELİ

AY manevrası sırasında uçak ve mühimmat ANS'leri arasındaki moment kolu konum ve yönelim vektörleri sırasıyla aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$r = r_{stat} + r_{dyn} \tag{1}$$

$$e = e_{stat} + e_{dyn} \tag{2}$$

burada $r_{stat}$ ve $e_{stat}$ moment kolu vektörünün statik yani değişmeyen bileşenleridir. Bu sabit vektörler üzerindeki her türlü değişim $r_{dyn}$ ve $e_{dyn}$ ile ifade edilmektedir. Dinamik bileşenleri ifade eden $r_{dyn}$ ve $e_{dyn}$ aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$r_{dyn} = r_{dyn}^{flex} + r_{dyn}^{vib} \tag{3}$$

$$e_{dyn} = e_{dyn}^{flex} + e_{dyn}^{vib} \tag{4}$$

Eş. (3) ve Eş. (4)'te yer alan *flex* üst indisli terimler uçak kanadının esnemesinden kaynaklanan etkileri, *vib* üst indisli terimler ise bu esneme etrafındaki titreşim hareketlerini ifade etmektedir. Süzülmek için tasarlanmış bir uçağın kanat esnemesi Şekil 3 ile gösterilmektedir. Tahmin edilebileceği gibi mühimmat taşıyan savaş uçaklarında bu kadar büyük esnemeler olmayacaktır.



Şekil 3. Uçak kanadı esnemesi.

Bu bildiride esneme terimleri aşağıdaki şekilde modellenmiştir:

$$\begin{bmatrix} r_{dyn}^{flex}(x) \\ r_{dyn}^{flex}(y) \\ r_{dyn}^{flex}(z) \\ e_{dyn}^{flex}(x) \\ e_{dyn}^{flex}(y) \\ e_{dyn}^{flex}(z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f(x) \\ f(y) \\ f(z) \end{bmatrix} \tag{5}$$

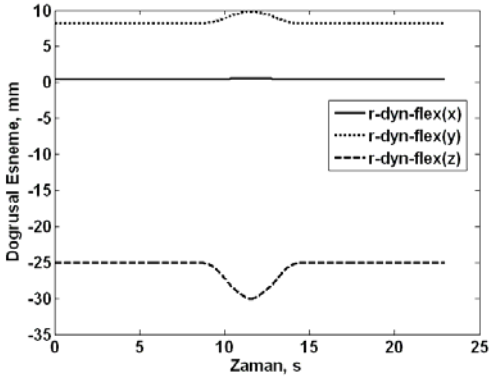
Eş. (5)'in sol tarafındaki terimler kanat esnemesinin uçak gövde eksen takımındaki bileşenleridir. *f(x)*, *f(y)* ve *f(z)* ise uçak gövde eksen takımındaki uçak özgül kuvvetleridir. Özgül kuvvet ivmeden yerçekimi ivmesinin çıkarılması ile elde edilir. $a_{11}$, $a_{12}$,... terimleri etki katsayıları olarak isimlendirilir. Bu terimler uçak kütlesine, uçak hızına ve uçak irtifasına bağlı olarak değişmektedir. Uçak kütlesi uçağın yakıt miktarı ve kanatlara bağlı olan yüklere göre değişkenlik göstermektedir. Görüldüğü gibi farklı koşullardaki esnemelerin elde edilebilmesi için kütleye, hıza ve irtifaya bağlı olarak büyük bir etki katsayıları veritabanı ihtiyacı bulunmaktadır. Bilgisayar ortamında hazırlanmış bir modelin olmaması durumunda esneme terimleri, uçuşlu testlerde toplanan titreşim verileri ile gürültü olarak modellenmeye çalışılmaktadır. Bu stokastik yaklaşımdır.

Bu bildiride esneme terimleri, MSC NASTRAN™'da oluşturulan uçak modeli kullanılarak deterministik olarak elde edilmiştir. Buna göre belirli kütle, hız ve irtifa koşulları için esnemeler bilgisayar ortamında

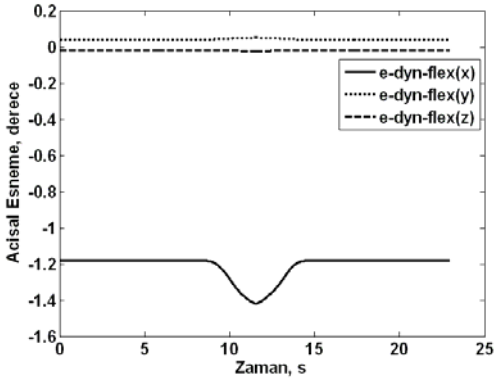
hesaplanmıştır. İvmeler girdi değerleri olarak, esnemeler ise çıktı değerleri olarak mevcut olduğundan bu koşullardaki etki katsayıları Eş. (5) kullanılarak elde edilmiştir. Uçak bu kütle, hız ve irtifa koşullarında uçarken maruz kaldığı farklı ivmeler altındaki kanat esnemeleri ise yine Eş. (5) yardımıyla daha önce bulunan etki katsayıları ile ivmelerin çarpımı yoluyla hesaplanmıştır.

Yöntemin gerçek uçuş senaryolarına uygulanabilmesi için farklı kütle, hız ve irtifa noktaları için belirli ivmeler altındaki etki katsayılarının elde edilmesi yeterlidir. Uçağın herhangi bir zamanda bulunduğu kütle, hız ve irtifa koşullarına göre interpolasyon ile ara noktalardaki etki katsayıları rahatlıkla bulunabilir.

5000 ft (1524 m) irtifada ve 0,9 Mach hızda gerçekleştirilen yana yatma manevrası sırasında uçak kanadına bağlı mühimmatın içinde bulunan ANS'nin olduğu noktadaki doğrusal ve açısal esneme değişimleri Şekil 4 ve Şekil 5 ile gösterilmektedir.




Şekil 4. Doğrusal esneme değişimi.




Şekil 5. Açısal esneme değişimi.

5000 ft (1524 m) irtifada ve 0,9 Mach hızda gerçekleştirilen yana yatma manevrası sırasında oluşan titreşim kaynaklı hareketin standart sapmaları ise Tablo 1 ile verilmektedir.

Tablo 1. Titreşim gürültüsü standart sapmaları (1-sigma)

| | | |
|---|---|---|
| Doğrusal titreşim [mm] | x ekseni | 1,1 |
| | y ekseni | 1,8 |
| | z ekseni | 3,4 |
| Açısal titreşim [derece] | Dönü | 0,057 |
| | Yunuslama | 0,019 |
| | Yalpa | 0,013 |

Şekil 4 ile gösterildiği gibi manevra sırasında mühimmat ANS'si kanat esnemesinden dolayı yukarı doğru yaklaşık 30 mm hareket edebilmektedir. Tablo 1'den ise bu yöndeki en yüksek titreşim standart sapmasının 3,4 mm olduğu anlaşılmaktadır. Sonuç olarak esneme ile titreşim arasında yaklaşık 9 katlık bir fark bulunmaktadır. Elde esneme modelinin mevcut olmaması durumunda esnemenin de gürültü gibi modellenmesi gerekir ki, bu AY açısından daha sonra açıklanacak performans kaybına neden olmaktadır.

## 5. ANS ALGILAYICI HATALARI

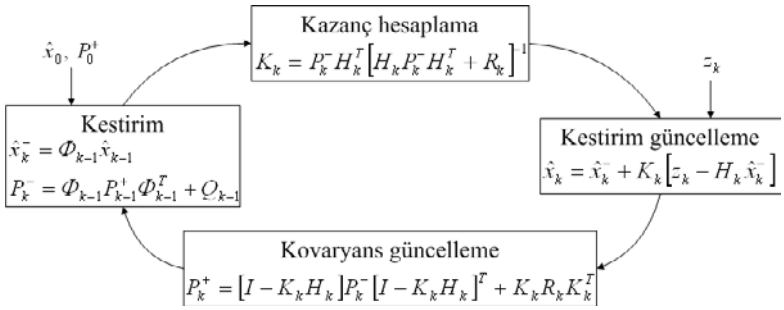
Bildiride alt-taktik seviye bir ANS ele alınmıştır. ANS algılayıcı hataları Tablo 2 ile verilmektedir.

Tablo 2. ANS Algılayıcı Hataları

| | |
|---|---|
| İvmeölçer kayma tekrarlanabilirlik hatası | 1.5 mg (1σ) |
| İvmeölçer orantı katsayısı tekrarlanabilirlik hatası | 500 ppm (1σ) |
| İvmeölçer gelişigüzel yürüme hatası | 250 $\mu g(s)^{1/2}$ |
| Dönüölçer sürüklenme tekrarlanabilirlik hatası | 10 °/saat (1σ) |
| Dönüölçer orantı katsayısı tekrarlanabilirlik hatası | 500 ppm (1σ) |
| Dönüölçer gelişigüzel yürüme hatası | 0.1 °/saat/$(Hz)^{1/2}$ |

## 5. KALMAN FİLTRESİ YAPISI

Çalışmada kullanılan Kalman filtre yapısı Şekil 6 ile gösterilmektedir.

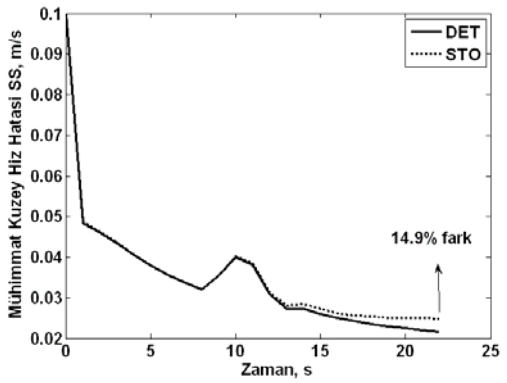



Şekil 6. Kalman filtre yapısı.

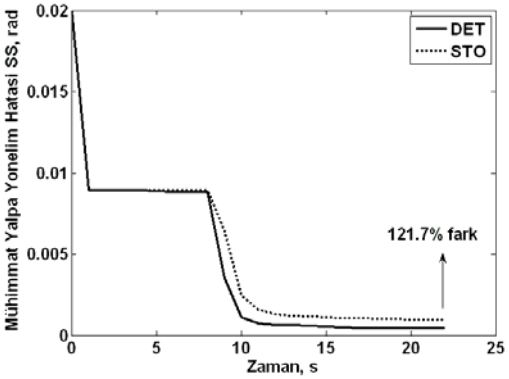
Burada k çevrim sayısını, x durum vektörünü, Φ durum geçiş matrisini, P durum kovaryans matrisini, Q sistem gürültü kovaryans matrisini, K kazanç matrisini, H ölçüm matrisini, R ölçüm gürültüsü kovaryans matrisini, z ölçüm vektörünü ve I birim matrisi göstermektedir.

## 6. SONUÇLAR

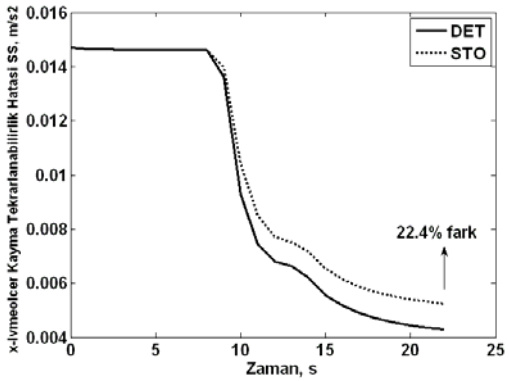
Esnek uçak modelinin mevcut olmaması durumunda kanat hareketlerinin stokastik olarak, esnek uçak modelinin mevcut olması durumunda ise kanat esnemelerinin deterministik olarak probleme dahil edilmesi ile elde edilen sonuçlar Şekil 7-Şekil 10 arasında gösterilmektedir. Sonuçlar, ilgili hataların standart sapma (SS) değişimleri olarak ifade edilmektedir.



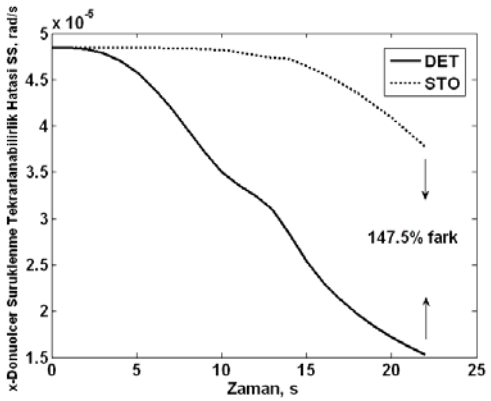

Şekil 7. Mühimmat kuzey hız hatası SS.




Şekil 8. Mühimmat yalpa yönelim hatası SS.

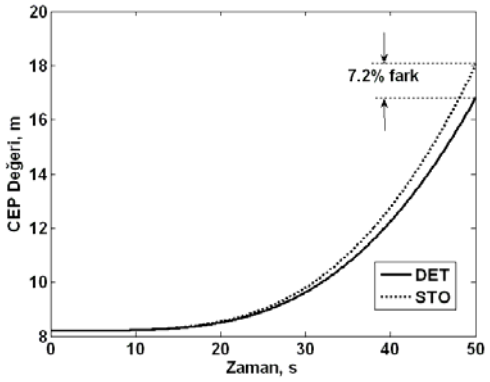



Şekil 9. Mühimmat x-ivmeölçer kayma tekrarlanabilirlik hatası SS.




Şekil 10. Mühimmat x-dönüölçer sürüklenme tekrarlanabilirlik hatası SS.

Elde edilen sonuçlar, esnemenin deterministik olarak modellenmesi durumunda ANS hatalarının daha iyi kestirilebildiğini açıkça göstermektedir. Fakat bu değerler fiziksel olarak çok bir öngörü vermemektedir. AY performansındaki iyileşmenin mühimmat vuruş hassasiyetinin bir göstergesi olan dairesel hata olasılığı (İng. Circular Error Probable, CEP) cinsinden ifade edilmesi bu sorunu gidermektedir. Buna yönelik olarak AY manevrası sonundaki hata değerleri kullanılarak mühimmatın 50 saniyelik uçuşu boyunca elde edilen CEP değerleri karşılaştırılmıştır (Şekil 11).




Şekil 11. Mühimmat dairesel hata olasılığı.

## 7. YORUMLAR

Bu bildiride, kısa süreli bir yana yatma manevrası kullanılarak, uçak kanat hareketinin stokastik olarak modellendiği rijit uçak modeli ve esnemelerin deterministik olarak modellendiği esnek uçak modeli için AY performansları karşılaştırılmıştır. AY yöntemi olarak HYE seçilmiştir.

Esnemelerin deterministik olarak modellenmesinin, 50 saniyelik bir mühimmat uçuşu sonrasında hedef vuruş hassasiyetini %7,2 iyileştirdiği sonucu elde edilmiştir. Bu sonuç çok bir iyileşme olmadığı şeklinde yorumlanabilir. Diğer taraftan bu çalışmada ele alınan uçak oldukça sert bir yapıya sahiptir. Dolayısıyla kanatları fazla esnememektedir. AY manevrasının yapıldığı düşük irtifa ve yüksek hız koşullarının zorlayıcılığına rağmen en fazla esneme değeri 30 mm ile sınırlı kalmıştır. Günümüzün modern savaş uçaklarındaki yaygın kompozit malzeme kullanımının kanat esnemelerini çok daha büyük değerlere çekeceği değerlendirilmektedir. Dolayısıyla bu çalışmada kullanılan yöntemin daha esnek uçaklara uygulanması sonuçlarda daha belirgin iyileşmeler sağlayacaktır.

Bir diğer önemli husus da stokastik modelin oluşturulma yöntemiyle ilgilidir. Bu çalışmadaki stokastik model esneme verileri dikkate alınarak kurulmuştur. Bu da kullanılabilecek en optimum stokastik modelin kullanıldığı anlamına gelmektedir. Esneme modelinin mevcut olmaması durumunda stokastik model için daha kaba yaklaşımların yapılması gerekebilecektir. Bu da deterministik model sonuçlarının daha belirgin bir şekilde ortaya çıkmasını sağlayacaktır.

## 8. KAYNAKLAR

1. Xie, C. M., Zhao, Y. ve Yang, C. C., "Online compensation algorithm of wing flexure noise in transfer alignment filtering", Systems Engineering and Electronics, 33, s.370–375, 2011 (Çince).
2. Xie, C. M., Zhao, Y. ve Wang, J., "Modeling of wing flexure and filtering solution in transfer alignment", Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 36, s.931–935, 2010 (Çince).
3. Groves, P. D. ve Haddock, J. C., "An all-purpose rapid transfer alignment algorithm set", Proceedings of the 2001 National Technical Meeting, Long Beach, CA, 2001.
4. Stovall, S. H., "Transfer alignment", Naval Air Warfare Center Weapons Division, NAWCWPNS TM 8069, China Lake, CA, 1996.
5. Graham, W. ve Shortelle, K., "Advanced alignment concepts for precision-guided weapons (a-train)", Proceedings of the 1995 National Technical Meeting, Anaheim, CA, 1995.
6. Yang, C., Lin, C.-F., Tarrant, D., Roberts, C. ve Ruffin, P., "Transfer alignment design and evaluation", AIAA Guidance, Navigation and Control Conference, Monterey, CA, 1993.
7. Tarrant, D., Roberts, C., Jones, D., Yang, C. ve Lin, C.-F., "Rapid and robust transfer alignment", Proceedings of the First IEEE Regional Conference on Aerospace Control Systems, Westlake Village, CA, 1993.
8. Jones, D., Roberts, C., Tarrant, D., Yang, C. ve Lin, C.-F., "Transfer alignment design and evaluation environment", Proceedings of

the First IEEE Regional Conference on Aerospace Control Systems, Westlake Village, CA, 1993.
9. Spalding, K., "An efficient rapid transfer alignment filter", AIAA Guidance, Navigation and Control Conference, Hilton Head Island, SC, 1992.
10. Pszczel, M. B. ve Bucco, D., "Review of techniques for in-flight transfer alignment", Aeronautical Research Laboratory, AR-006-607, Melbourne, VIC, AUS, 1992.
11. Rogers, R. M., "Velocity-plus-rate matching for improved tactical weapon rapid transfer alignment", AIAA Guidance, Navigation and Control Conference, New Orleans, LA, 1991.
12. Kain, J. E. ve Cloutier, J. R., "Rapid transfer alignment for tactical weapon applications", AIAA Guidance, Navigation and Control Conference, Boston, MA, 1989.
13. Schneider, A. M., "Kalman filter formulations for transfer alignment of strapdown inertial units", Journal of Navigation, 30, 72–89, 1983.
14. Groves, P. D.,Wilson, G. G. ve Mather, C. J., "Robust rapid transfer alignment with an INS/GPS reference", Proceedings of the 2002 National Technical Meeting, San Diego, CA, 2002.
15. Kelley, R. T., Carlson, N. A. ve Berning, S. L., "Integrated inertial network", Position, Location and Navigation Symposium, Las Vegas, NV, 1994.
16. Carlson, N. A., Kelley, R. T. ve Berning, S. L., "Differential inertial filter for dynamic sensor alignment", Proceedings of the 1994 National Technical Meeting, San Diego, CA, 1994.
17. Pehlivanoğlu, A. G., Uçaklardaki esnemelerin aktarım yönlendirme performansı üzerindeki etkileri, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2009.

# HAREKETLİ YÜK TAŞIYAN KÖPRÜ TÜRÜ YAPIDA PARÇACIK SÜRÜSÜ OPTİMİZASYONU İLE ÇATLAK TESPİTİ

Hakan GÖKDAĞ

Bursa Teknik Üniversitesi, Doğa Bilimleri Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü 16190, BURSA

hakan.gokdag@btu.edu.tr

## ÖZET

**Özet**. Bu çalışmada hareketli yük taşıyan köprü türü bir yapıda çatlak tespit yöntemi sunulmuştur. Yöntemin esası çatlak tespiti işlemini bir optimizasyon problemi olarak modellemek ve bunu çözerek çatlak yerlerini ve derinliklerini belirlemektir. Problemin amaç fonksiyonu hasarlı yapının belirli noktalarından ölçülmüş deplasmanlar ve matematik modelle bulunan deplasmanların farkına dayanmaktadır. Çözümü için popülasyon temelli bir algoritma olan parçacık sürüsü optimizasyonu (PSO) kullanılmıştır. Bu algoritmanın çeşitli versiyonları olmakla birlikte bu çalışmada atalet katsayısı doğrusal artan algoritma kullanılmıştır. Yol yüzey düzgünsüzlüğü ve ölçüme karışan parazitler de dikkate alınmıştır. Bunların bozucu etkisine rağmen, önerilen yöntemle derinlik oranı 0.1 olan çatlakların yeterince doğru bir şekilde tespit edilebildiği görülmüştür. Ayrıca, yüksek taşıt hızında mevcut yöntemin dalgacık katsayıları yaklaşımından daha iyi olduğu gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Çatlaklı kiriş; hasar tespiti; parçacık sürüsü optimizasyonu; hareketli yük

## PSO BASED CRACK IDENTIFICATION METHOD FOR BRIDGES SUBJECT TO MOVING LOAD

## ABSTRACT

In this work a crack identification method is proposed for bridge type structures under moving vehicle. Damage detection is modeled as an inverse problem. To this end, an objective function is defined using the difference of damaged beam dynamic response and the response calculated by the mathematical model of the structure. Crack locations and depths are determined by solving the problem. For this purpose the particle swarm optimization (PSO) with linearly increasing inertia weight is applied. The numerical simulations demonstrate that cracks with depth ratio of 0.1 can be identified by the present method in spite of noise interference and distortive effect of road surface roughness. Also, it is shown that the proposed method is superior to the wavelet coefficients method at higher vehicle speeds.

**Keywords:** cracked beam; damage detection; particle swarm optimization; moving load

## 1. GİRİŞ

Hareketli yük taşıyan yapılar demiryolu ve karayolu taşımacılığında köprü gibi önemli uygulamalara sahiptir. Yükün hareketli olması dinamik kuvvetlere, bunlar da gerilme ve deformasyonların statik duruma göre daha fazla olmasına sebep olur [1]. Yapıda çatlak gibi lokal mukavemeti azaltan unsurlar varsa yükün etkisi de artar. Çatlaklı yapıların dinamik analizine yönelik literatürde çok sayıda çalışma mevcuttur (bkz. [2-5]). Yapının dinamik cevabını dalgacık dönüşümü (DD) ile analiz ederek çatlak yeri ve

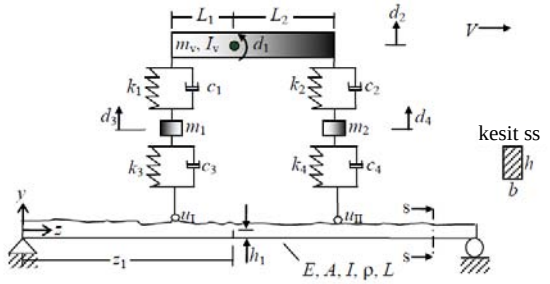
derinliğini tespite yönelik araştırmalar da yapılmıştır [6-10]. Öte yandan, model güncelleme yaklaşımı ile hasar tespiti konusunda çeşitli yöntemler geliştirilmiştir [11-14]. Bunların esası hasarlı yapıdan ölçülen cevapla yapının matematik modelinden elde edilen cevap arasındaki farkı minimize ederek hasar konfigürasyonunu belirlemektir. Bu ise bir optimizasyon problemini çözmeyi gerektirir. Çözücü algoritma olarak genellikle gradyen hesaplamayı gerektirmeyen, lokal minimuma yakalanma riski daha az popülasyon temelli algoritmalar kullanılır. PSO bu algoritmalardan biri olup, hasar tespiti uygulamalarında iyi bir performans sergilediği görülmüştür.

Yukarıda bahsedilen DD temelli yöntemlerin dezavantajı yük hızının artması ile DD katsayılarının hasara duyarsızlaşmasıdır. Mevcut çalışmada yüksek hızlarda hasar tespit performansı DD katsayıları yönteminden daha iyi olan optimizasyon temelli bir yöntem sunulmuştur.

## 2. TEORİ

### 2.1.Taşıt-Köprü Sisteminin Dinamik Cevabı

Çalışmada Şekil 1'deki gibi bir yapı göz önüne alınmıştır. Taşıyıcı yapı iki ucu basit mesnetli bir Euler-Bernoulli kirişi, yük ise dört serbestlik dereceli yarım taşıt ile modellenmiştir. Taşıt hızının ($V$) sabit, hareket sırasında köprü ve taşıt arasındaki temasın kesilmediği kabul edilmiştir.




Şekil 1. Taşıt-köprü sistemi.

Bu şartlar altında köprü-taşıt sisteminin hareket denklemleri (1) eşitlikleri ile ifade edilir [7]. Burada $\delta$, Dirac delta fonksyionu, üst nokta zamana, (') ise konum koordinatına göre türevi ifade eder. $u$ fonksiyonu taşıt ve köprü arasındaki temas noktasının düşey ötelemesini gösterir. Taşıt hareketli olduğundan bunun zamana göre türevi

$$\dot{u} = \mathrm{d}(y(z,t))/\mathrm{d}t = V\partial y(z,t)/\partial z + \partial y(z,t)/\partial t$$

şeklindedir.

$$\begin{bmatrix} I_v & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_v & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{d}_1 \\ \ddot{d}_2 \\ \ddot{d}_3 \\ \ddot{d}_4 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1L_1^2 + c_2L_2^2 & L_2c_2 - L_1c_1 & L_1c_1 & -L_2c_2 \\ L_2c_2 - L_1c_1 & c_2 + c_1 & -c_1 & -c_2 \\ L_1c_1 & -c_1 & c_3 + c_1 & 0 \\ -L_2c_2 & -c_2 & 0 & c_2 + c_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{d}_1 \\ \dot{d}_2 \\ \dot{d}_3 \\ \dot{d}_4 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1L_1^2 + k_2L_2^2 & L_2k_2 - L_1k_1 & L_1k_1 & -L_2k_2 \\ L_2k_2 - L_1k_1 & k_2 + k_1 & -k_1 & -k_2 \\ L_1k_1 & -k_1 & k_3 + k_1 & 0 \\ -L_2k_2 & -k_2 & 0 & k_2 + k_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ d_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_3\delta_I(u+r) + c_3\delta_I(\dot{u}+r'V) \\ k_4\delta_{II}(u+r) + c_4\delta_{II}(\dot{u}+r'V) \end{Bmatrix} \quad (1a)$$

$$\rho A\frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial t^2} + C\frac{\partial y(z,t)}{\partial t} + EI\frac{\partial^4 y(z,t)}{\partial x^4} = -P_I\delta_I - P_{II}\delta_{II} \quad (1b)$$

$$P_I = \left(m_1 + \frac{L_2}{L_1+L_2}m_v\right)9.81 + k_3(u+r-d_3) + c_3(\dot{u}+r'V-\dot{d}_3) \quad (1c)$$

$$P_{II} = \left(m_2 + \frac{L_1}{L_1+L_2}m_v\right)9.81 + k_4(u+r-d_4) + c_4(\dot{u}+r'V-\dot{d}_4) \quad (1d)$$

$r$ yol yüzey pürüzlülüğü fonksiyonu olup aşağıdaki gibi tanımlıdır [15]:

$$r(z) = \sum_{k=1}^{N}\left[\left(4S_d(f_0)\left(\frac{2\pi k}{L_c f_0}\right)^{-2}\frac{2\pi}{L_c}\right)^{1/2}\cos\left(\frac{2\pi k f_0}{L_c}z + \theta_k\right)\right] \quad (2)$$

Burada $S_d(f_0)$ pürüzlülük katsayısı ve $f_0$ pürüzlülük frekansıdır. $L_c = 2L$ ve $\theta_k$ $[0,2\pi]$ arasında üniform dağılımlı random sayıdır. $N$ sayısı yeterince büyük alınmıştır ($N$=10000). ISO standartlarına göre yol sınıflandırması şu şekildedir [15]: A: çok iyi, B: iyi, C: orta, D: kötü, E: çok kötü. Bunlar sırasıyla şu pürüzlülük katsayılarına karşılık gelirler: $10^{-6}$,

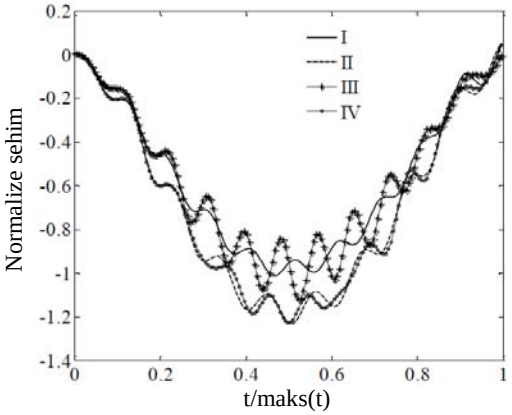
$6x10^{-6}$, $16x10^{-6}$, $64x10^{-6}$, $256x10^{-6}$. (1) denklemlerinin çözümü için mod süperpozisyon yöntemi kullanılmıştır ( detaylar için bkz. [6,7,9]). Bunun için çatlaklı kirişin titreşim modları gerekir. Titreşim modları çatlak noktasında aşağıdaki uygunluk şartlarını sağlarlar:

$$Y_1(z_1)=Y_2(z_1),\ Y'_1(z_1)+\theta Y''_1(z_1)=Y'_2(z_1),\quad Y''_1(z_1)=Y''_2(z_1),\ Y'''_1(z_1)=Y'''_2(z_1) \tag{3}$$

Burada $z_1$ Şekil 1'de gösterilen çatlak konumudur. $Y_1$ mod şeklinin çatlaktan önceki kısmını, $Y_2$ de sonraki kısmını temsil eder. $\theta$ ise çatlak geometrik faktörü olup (4) eşitliğiyle tanımlanmıştır [2,6]. Birden fazla çatlak halinde her çatlak için (3) eşitlikleri sağlanacak şekilde titreşim modları belirlenir ve bunlar kullanılarak (1) eşitlikleri çözülür. Çözüm için Newmark Beta yöntemi [16] kullanılmıştır.

$$\theta=2h\left(\frac{\bar{h}_1}{1-\bar{h}_1}\right)^2\left(5.93-19.69\bar{h}_1+37.14\bar{h}_1^2-35.84\bar{h}_1^3+13.12\bar{h}_1^4\right),\quad \bar{h}_1=h_1/h \tag{4}$$

Şekil 2'de bir taşıt-köprü sisteminde orta nokta sehimleri verilmiştir. Bunun için [15] nolu referanstaki değerler kullanılmıştır. Ek olarak, taşıt hızı 10m/s, pürüzlülük katsayısı $16x10^{-6}$ alınmıştır. Hasarlı halde kiriş açıklığının 0.33 ve 0.67 katında derinlik oranı 0.2 olan birer tane çatlak vardır. Şekle göre hasar ve yol pürüzlülüğü çökmenin zamanla değişimini ve maksimum değerini önemli ölçüde etkilemektedir.




Şekil 2. Kiriş orta nokta sehimleri. I: H(-), Pr(-), II: H(+), Pr(-), III: H(-), Pr(+), IV: H(+), Pr(+). H: Hasar, Pr: yol yüzey pürüzlülüğü, (-): Yok, (+): Var. Normalizasyon köprü orta noktasının statik sehimine bölünerek yapılmıştır.

### 2.2. Problemin Tanımlanması

Amacımız köprü üzerindeki çatlakların yerini ve derinliğini belirlemektir. Bu işlem bir optimizasyon probleminin çözümüyle gerçekleştirilecektir. Amaç fonksiyonu için hasarlı halde yapı üzerinden ölçülmüş cevap verileri gerekmektedir. Bunlar referans olarak kullanılacak ve yapının matematik modelinde çatlak parametreleri referans veri ile aynı cevabı üretecek şekilde ayarlanacaktır. Bu çalışmada önerilen amaç fonksiyonu (5) eşitliğindeki gibidir.

$$f(\mathbf{z})=\sum_{n=1}^{N_{mp}}\int_0^T\frac{\left|y(z_n,t)-\bar{y}(z_n,t)\right|}{\max\left(\left|\bar{y}(z_n,t)\right|\right)}\mathrm{d}t \tag{5}$$

Buna göre, yapı üzerinde belirlenmiş $z_n$ noktalarındaki zamanla değişen sehimler dikkate alınmaktadır. Bunlardan üst çizgili olanları hasarlı halde ölçülen referans veriyi diğerleri de matematik modelle hesaplananları temsil eder. $T$ yükün köprüye girişi ve çıkışı arasındaki zaman, $N_{mp}$ ise ölçüm noktalarının sayısıdır. **z** vektörü çatlak yeri ve derinlik parametrelerini içerir:

$$\mathbf{z}=\left\{\bar{h}_1,\bar{h}_2,....\bar{h}_{N_c},\bar{z}_1,\bar{z}_2,....,\bar{z}_{N_c}\right\},\quad h_i=\frac{h_i}{h},\ \bar{z}_i=\frac{z_i}{L}$$

Burada $N_c$ çatlak sayısıdır. Ölçüm noktalarının yeri ve adedi önemlidir. Köprü orta noktasındaki sehimler daha fazla olduğundan ortaya yakın dört noktadan [12] kaydedilen veriler kullanılmıştır. Bu noktalar: {0.3, 0.5, 0.6, 0.7}$L$. Yani (5) nolu eşitlikte $N_{mp}$=4. Bu şartlar altında optimizasyon problemi aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\begin{aligned}&\min f(\mathbf{z})\\ &\text{Kısıtlar:}\\ &\bar{z}_i-\bar{z}_{i+1}<0,\ \ i=1,2,....,N_c-1\\ &0<\bar{z}_j<1,\ \ 0\le\bar{h}_j<1,\ \ j=1,2,...,N_c\end{aligned} \tag{6}$$

Çatlaklar birinci, ikinci... şeklinde numaralandırılırsa çatlak yerleri ile ilgili kısıtlar ($\bar{z}_i-\bar{z}_{i+1}<0$) birinci çatlak noktasının ikincinin solunda, ikincinin üçüncünün solunda vs olması gerektiğini ifade eder. Optimizasyon işlemi sırasında bu kısıtların ihlal edilmesi durumunda hesaplama

yapılamaz. Bu durumda amaç fonksiyonunun değeri çok yüksek (mesela $10^{10}$) alınarak bir cezalandırma yapılır.

Problemin çözümü için PSO algoritması kullanılmıştır. Bu algoritma kuş ve balık sürülerinin yiyecek ararken ya da bir tehlikeden kaçarken gösterdikleri toplu hareketten esinlenerek geliştirilmiştir [17]. Algoritma tasarım uzayında rastgele belirlenen $N$ parçacıkla başlar. Her iterasyonda bu parçacıkların konumu ($x$) ve hızı ($v$) aşağıdaki gibi güncellenir:

$$v_{ij}^{k+1} = v_{ij}^{k} + c_1 R_1 (p_{ij}^{k} - x_{ij}^{k}) + c_2 R_2 (p_{gj}^{k} - x_{ij}^{k})$$
$$x_{ij}^{k+1} = x_{ij}^{k} + v_{ij}^{k+1}, \qquad (7)$$
$$i = 1,2,...,N, \;\; j = 1,2,...,m, \;\; k = 1,2,...,K_{\max}$$

Burada $k$ iterasyon sayacı, $m$ tasarım uzayının boyutu, $c_1$ ve $c_2$ bilişsel ve sosyal ivmelenme katsayıları, $R_1$ ve $R_2$ (0,1) aralığında üniform dağılımlı random sayılar, $p_g$ global minimum, $p_{ij}$ i. parçacığın en iyi konumudur. Bu, PSO algoritmasının ilk halidir. Daha sonraki yıllarda yakınsama hızı ve stabilitesini arttırmaya yönelik çalışmalar yapılmış ve çeşitli versiyonları geliştirilmiştir. Bunlardan birisinde [18] parçacık hızları aşağıdaki gibi güncellenir:

$$v_{ij}^{k+1} = w^k v_{ij}^{k} + \bar{c}_1 (p_{ij}^{k} - x_{ij}^{k}) + \bar{c}_2 (p_{gj}^{k} - x_{ij}^{k})$$
$$\bar{c}_n = b_n R_n + d_n \;\; (n=1,2) \qquad (8)$$

Burada $w$ atalet katsayısı olup iterasyonla aşağıdaki gibi değişir:

$$w^k = 0.4 + (0.9 - 0.4)\frac{k}{K_{\max}} \qquad (9)$$

diğer katsayılar da şu şekilde tanımlıdır: $b_1$=$b_2$=1.5, $d_1$=$d_2$=0.5. Mevcut çalışmada bu yöntem kullanılmış, hesaplamalar MATLAB ortamında grçekleştirilmiştir.

## 3. UYGULAMA

### 3.1. Yöntemin Test Edilmesi

Önerilen yöntemin performansını test için Tablo 1'deki durumlar dikkate alınmıştır. 1. Durumda köprü orta noktasında derinlik oranı 0.3 olan bir çatlak vardır. Hareketli yükün hızı 5 m/s'dir. 2. Durum birinciye göre daha zordur. Çünkü çatlak derinliği daha az, çatlak sayısı daha fazla ve veriye karışan parazit miktarı %3'tür. Elimizde deneysel veri olmadığından, (5) nolu eşitlikte $\bar{y}$ ile gösterilen referans veri nümerik olarak elde edilmiş ve parazit aşağıdaki gibi random sayılar eklenerek modellenmiştir [6].

Tablo 1. Hasar durumları

| Durum | Çatlak Parametreleri | $V$ (m/s) | $N_p$ (%) |
|---|---|---|---|
| 1 | $\bar{z}_1 = 0.5,\ \bar{h}_1 = 0.3$ | 5 | 1 |
| 2 | $\bar{z}_1 = 0.3,\ \bar{h}_1 = 0.1$<br>$\bar{z}_2 = 0.5,\ \bar{h}_2 = 0.1$<br>$\bar{z}_3 = 0.7,\ \bar{h}_3 = 0.1$ | 20 | 3 |

$$\bar{y}(z,t)_{\text{noisy}} = \bar{y}(z,t)_{\text{calc}} + N_p . G . \sigma \qquad (10)$$

burada alt "noisy" ifadesi parazitli veriyi, "calc" modelle hesaplanan veriyi, $N_p$ parazit yüzdesini, $G$ ortalama değeri sıfır ve standart sapması birim olan Gaussian dağılımı, $\sigma$ ise hesaplanan verinin standart sapmasını ifade eder. 2. Durumda taşıt hızı da daha fazladır. Bu durum özellikle dalgacık katsayıları yaklaşımları [6-10] için bir dezavantajdır. Dolayısıyla, mevcut yöntemin yüksek taşıt hızlarında olumlu sonuç vermesi bu yöntemlere göre bir üstünlük olarak değerlendirilebilir.

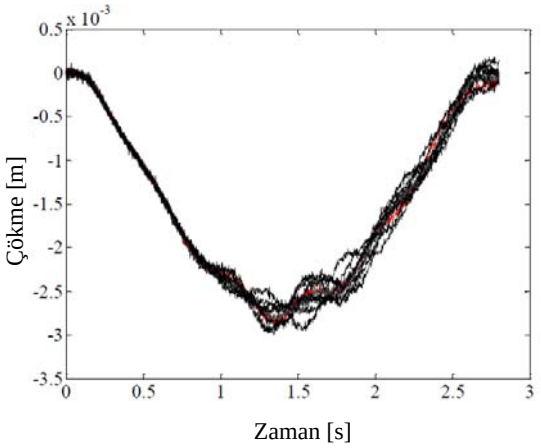
Birkaç denemeden sonra PSO algoritmasında 1. Durum için popülasyon büyüklüğü 20, iterasyon sayısı 30 olarak belirlenmiştir. İkinci durumda değişken sayısı arttığı için bu değerler sırasıyla 30 ve 60 olarak seçilmiştir. Her durumda algoritma, stokastik tabiatından ötürü, on defa [13] çalıştırılmış, en iyi sonuçlar dikkate alınmıştır. Buna göre Tablo 2'de 1. ve 2. Durum için gerçek ve bulunan hasar konfigürasyonları karşılaştırılmıştır. Görüldüğü gibi 1. Durumda bulunan değerler

gerçeğe çok yakındır. 2. Durumda ise hatalar daha fazla olmakla birlikte çoğu %10'dan küçüktür. Özellikle hasar yerlerinin yeterince doğru belirlendiği görülmektedir.

Tablo 2. Hasar tespiti sonuçları.

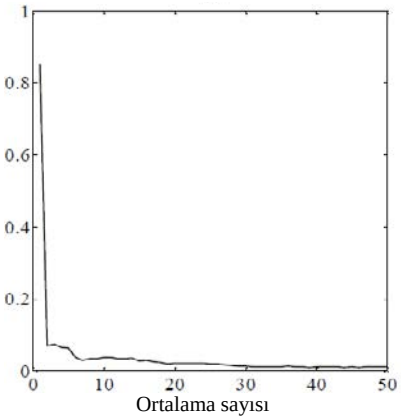
| Durum | | $\bar{z}_1$ | $\bar{z}_2$ | $\bar{z}_3$ | $\bar{h}_1$ | $\bar{h}_2$ | $\bar{h}_3$ | $f^*$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | G | 0.5000 | --- | --- | 0.3000 | --- | --- | 0.1174 |
| | B | 0.4994 | --- | --- | 0.3004 | --- | --- | 0.1241 |
| | ε | 0.12 | --- | --- | 0.12 | | | 5.7 |
| 2 | G | 0.3000 | 0.5000 | 0.7000 | 0.1000 | 0.1000 | 0.1000 | 0.0906 |
| | B | 0.3293 | 0.4948 | 0.6723 | 0.1090 | 0.0750 | 0.1099 | 0.0911 |
| | ε | 9.75 | 1.04 | 3.95 | 9.01 | 25.00 | 9.85 | 0.55 |
| *: Bkz. eşitlik (5), ε:= 100x\|G-B\|/G, G: Gerçek, B: Bulunan, ε: hata | | | | | | | | |

Bu uygulamada yol yüzey pürüzlülüğü hesaba katılmamıştır. Yüzey pürüzlülüğü her defasında ölçülen çökme profilinin zamanla değişiminin farklı olmasına neden olur [15]. Bu durumda önerdiğimiz yöntemi uygulayamayız. Çünkü hangi ölçüme ait referans veriyi kullanmamız gerektiği belirsizdir. Gerçekten de Tablo 1'deki 2 nolu durum için B tipi pürüzlülük katsayısını dikkate alarak orta nokta sehimlerini on defa hesaplatsak, her durumda birbirinden farklı profil elde edilir (bkz. Şekil 3). Fakat (2) eşitliği ile ifade edilen pürüzlülük fonksiyonunun Gaussian tabiatlı olduğu gösterilmiştir [15]. Bunun anlamı, bir noktadan çok sayıda veri ölçülüp ortalaması alınırsa, pürüzlülüğün olmadığı haldeki çökme profiline yakınsama gerçekleşir. Şu halde (5) eşitliğindeki referans verileri elde etmek için ölçüm noktalarından çok sayıda veri kaydedip ortalamasını almak yeterlidir. Bu durumda önerdiğimiz hasar tespit yaklaşımını uygulayabiliriz. Fakat, öncelikle bir noktadan kaç ölçümün ortalamasını almak gerekir? sorusuna cevap vermemiz lazım. Bunun için sadece orta nokta sehimi kullanılarak Tablo 1'deki 2. Durum için (5) eşitliğindeki amaç fonksiyonu farklı ortalamalar için hesaplanmıştır. Amaç fonksiyonunun ortalama sayısı ile değişimi Şekil 4'deki gibidir. Görüldüğü gibi 50 ortalama almak mevcut örnek için yeterlidir.




Şekil 3. Orta nokta sehimleri.

Bunun gibi diğer ölçüm noktalarından 50 ölçümün ortalaması kullanılarak (5) eşitliğindeki referans veriler elde edilmiş ve optimizasyon problemi tekrar çözülmüştür. Sonuçlar Tablo 3'de gösterildiği gibidir. Dikkat edilirse hata mertebeleri yine %10'dan küçüktür.



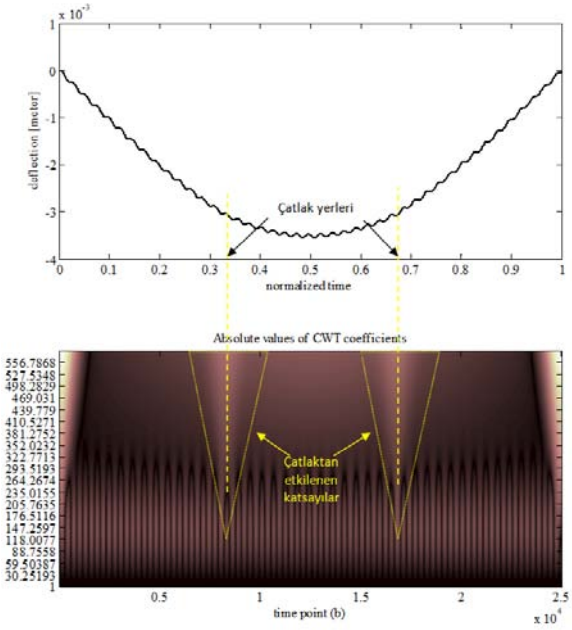

Şekil 4. Amaç fonksiyonunun ortalama sayısı ile değişimi.

Tablo 3. 2. Durum için yol yüzey pürüzlülüğü dikkate alınarak hasar tespit sonuçları.

| | $\bar{z}_1$ | $\bar{z}_2$ | $\bar{z}_3$ | $\bar{h}_1$ | $\bar{h}_2$ | $\bar{h}_3$ | $f^*$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| G | 0.3000 | 0.5000 | 0.7000 | 0.1000 | 0.1000 | 0.1000 | 0.0273 |
| B | 0.2748 | 0.5395 | 0.7652 | 0.1099 | 0.1097 | 0.0907 | 0.0254 |
| ε | 8.4 | 7.9 | 9.3 | 9.8 | 9.7 | 9.3 | 6.9 |
| Kısaltmalar için bkz. Tablo 2. | | | | | | | |

### 3.2. Karşılaştırma

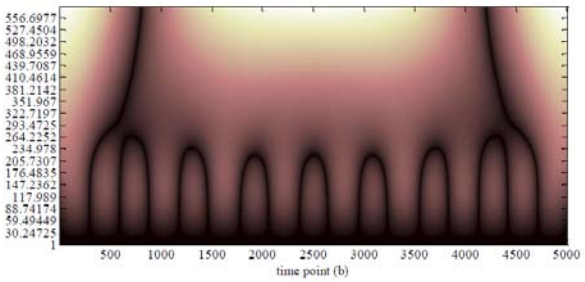
Taşıt yüküne maruz köprü türü yapıda hasar tespiti konusunda DD katsayılarını kullanarak çatlak yeri ve derinliğini belirlemeye yönelik çalışmalardan [6-10] bahsedilmişti. Bu konuda ilk uygulama Zhu ve Law [6] tarafından yapılmıştır. İlgili çalışmada taşıyıcı yapının bir noktasından kaydedilen verinin sürekli DD katsayılarının hasar noktasında yüksek genlikli pikler yaptığı gösterilmiştir. Yük çatlak noktasından geçerken veride lokal süreksizlik meydana gelir. DD katsayıları ise bu tür süreksizliklere duyarlıdır. Diğer çalışmalarda da benzer prensipten yararlanılarak çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Söz konusu eserler incelendiğinde artan yük hızıyla DD katsayılarının hasara duyarlılığının azaldığı gözlenmiştir. Çünkü yüksek taşıt hızlarında kaydedilen veri gittikçe düzgünleşmekte, hasar kaynaklı lokal süreksizliklere duyarsız hale gelmektedir. Örneğin Nguyen ve Tran [7] 0.1 derinlik oranlı çatlağın ancak 2m/s gibi küçük bir taşıt hızında belirlenebileceğini kaydetmiştir. Dolayısıyla, söz konusu çalışmada 0.5 gibi büyük bir derinlik oranı için 30 m/s gibi yüksek bir hız dikkate alınmıştır. Benzer şekilde Hester ve Gonzales [8] geliştirdikleri yöntemin yük hızı 7m/s olduğunda 0.1 derinlik oranlı bir çatlağı algılayamadığını kaydetmiştir. Konuyla ilgili diğer çalışmalar da göz önüne alındığında 0.1 derinlik oranının taşıt hızı 20m/s iken söz konusu çalışmalardaki yaklaşımlarla belirlenemeyeceği anlaşılmaktadır. Bu durumu izah için 0.33L ve 0.67L konumundaki 0.5 derinlik oranlı iki çatlak içeren köprü için diğer bütün parametreler [6] nolu çalışmadakilerle aynı alınarak Şekil 5'deki DD katsayıları grafiği elde edilmiştir. Görüldüğü gibi çatlak noktasında DD katsayıları yüksek genlikler alıyor (açık renk genliğin yüksek olduğunu ifade eder). Ayrıca, ölçek arttıkça süreksizlikten etkilenen aralık genişliyor. Bu ise süreksizlik noktasının tipik bir özelliğidir; bu noktada katsayılar artan ölçekle bir "süreksizlik konisi"[1] [19] oluştururlar. Öte yandan, aynı yapı için yük hızı 5 m/s olduğunda hasar etkileri kaybolmaktadır (Şekil 6).



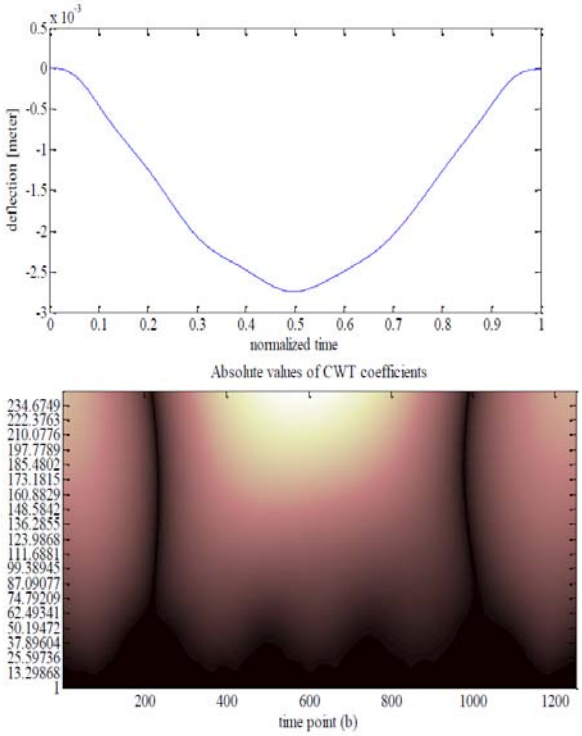

Şekil 5. Taşıt hızı 1m/s iken orta nokta sehimi ve SDD katsayıları (düşey eksen ölçek, yatay eksen zaman noktası)

Benzer bir durum bu çalışmada incelenen yapı için de söz konusudur. Şekil 7'de Tablo 1'deki 2. Durum için köprü orta noktasının zamanla değişen sehimi ve sürekli DD katsayıları grafiği verilmiştir. DD grafiğine bakıldığında Şekil 5'deki gibi bir "hasar izi" gözlenmemektedir. Yani DD katsayıları bu durumda hasara duyarsızdır. Fakat, bir önceki başlıkta gösterildiği gibi aynı durumda -parazit ve yüzey pürüzlülüğünün bozucu etkisine rağmen- önerilen yöntemle 0.1 derinlik oranlı çatlakların yeri ve derinliği %10 dan küçük bir hata ile belirlenebilmiştir.

[1] İng. *cone of influence*




Şekil 6. Taşıt hızı 5m/s iken orta nokta sehimi ve SDD katsayıları.




Şekil 7. Tablo 1'de 2. Durum için köprü orta noktasının sehimi ve sürekli DD katsayıları.

## 3. SONUÇ

Bu çalışmada hareketli yüke maruz köprü türü bir yapıda çatlak tespiti için bir yöntem sunulmuştur. Yöntemin esası; çatlaklı yapıdan kaydedilen referans veri ile sistemin matematik modelinden elde edilen cevap arasındaki farkı minimize ederek hasar konfigürasyonunu tahmin etmektir. Bu ise bir optimizasyon problemini çözmeyi gerektirir. Bu amaçla, iyi bir performansa sahip olan PSO algoritması kullanılmıştır. Yöntemin yüksek taşıt hızlarında DD katsayıları yaklaşımına göre daha iyi sonuç verdiği gösterilmiştir. Fakat mevcut yöntemin uygulanabilmesi için taşıt-köprü sisteminin matematik modeli gerekmektedir. DD katsayıları metodu ise böyle bir bilgiye ihtiyaç duymaz; sadece hasarlı yapıdan kaydedilen veri yeterlidir. Ayrıca, (5) eşitliği incelenirse, ele alınan amaç fonksiyonunun referans ve nümerik veri arasındaki şekil benzerliğine dayandığı görülür. Yani bu iki veri birbiri ile şekil olarak ne kadar uyumlu olursa amaç fonksiyonu da o kadar küçük değer alır. DD katsayıları yöntemi ise hasar etkisini dalgacık fonksiyonlarının tekillik algılama yeteneğinden yararlanarak gerçekleştirir. Öte yandan, önerilen yöntemde yol yüzey pürüzlülüğünün bozucu etkisi de dikkate alınmıştır. Pürüzlülük etkisi random olduğundan yapının aynı noktasından farklı ölçümlerde kaydedilen veriler aynı olmaz. Bu ise önerilen yöntemin kullanımı önünde bir engeldir. Bunu aşmak için aynı noktadan çok sayıda ölçümün ortalamasını referans olarak kullanmak önerilmiştir. Bu durumda yöntem uygulanabilmiş ve benzer bir performans sergilediği görülmüştür. Çalışmada hasarlı durumdan ölçülen veriyi modellemek üzere matematik modelle hesaplanan veriye -yayımlanmış bir çok çalışmada olduğu gibi- Gaussian dağılımlı parazit karıştırılmıştır. Buna rağmen, yöntemin gerçek performansını değerlendirmek için deneysel çalışmaya ihtiyaç vardır.

## KAYNAKLAR

1. Frýba, L. Vibration of Solids and Structures Under Moving Loads, Telford, London, 1999.

2. Mahmoud, M. A. Effect of cracks on the dynamic response of a simple beam subject to a moving load, *Proc. of the Ins. of Mech. Eng.*, 215, 207-215, 2001.

3. Bilello, C., Bergman, L.A. Vibration of damaged beam under a moving mass: theory and experimental validation, *J. of Sound and Vib*., 274, 567-582, 2004.

4. Law, S.S. , Zhu, X.Q. Dynamic behavior of damaged concrete bridge structures under moving vehicular loads, *Eng. Struct*., 26 (2004) 1279-1293.

5. Ariaei, A., Ziaei-Rad, S., Ghayour, M. Vibration analysis of beams with open and

breathing cracks subjected to moving masses, *J. of Sound and Vib*. 326, 709-724, 2009.

6. Zhu, X. Q., Law, S.S. Wavelet-based crack identification of bridge beam from operational deflection time history, International *J. of Solids and Struct*., 43, 2299-2317, 2006.

7. Nguyen, K.V., Tran, H.T. Multi-cracks detection of a beam-like structure based on the on-vehicle vibration signal and wavelet analysis, *J. of Sound and Vib*., 329, 4455-4465, 2010.

8. Hester, D., Gonzalez, A. A wavelet-based damage detection algorithm based on bridge acceleration response to a vehicle, *Mech. Syst. and Signal Process.*, doi:10.1016/j.ymssp.2011.06.007.

9. Gökdağ, H., Wavelet-based damage detection method for a beam-type structure carrying moving mass, *Struct. Eng. and Mech*., 38(1), 81-97, 2011.

10. Khorram, A., Bakhtiari-Nejad, F., Rezaeian, M. Comparison studies between two wavelet based crack detection methods of a beam subjected to a moving load, *International J. of Eng. Sci*., 51, 204-215, 2012.

11. Begambre, O., Laier, J.E. A hybrid particle swarm optimization – simplex algorithm (PSOS) for structural damage identification, *Adv. in Eng. Softw.*, 40, 883-891, 2009.

12. Buezas, F.S., Rosales, M.B., Filipich, C.P. Damage detection with genetic algorithms taking into account a crack contact model, *Eng. Fract. Mech.*, doi:10.1016/j.engfracmech.2010.11.008.

13. Moradi, S., Razi, P., Fatahi, L. On the application of bees algorithm to the problem of crack detection, *Comput. and Struct*., 89, 2169-2175, 2011.

14. Seyedpoor, S. M. A two stage method for structural damage detection using a modal strain energy based index and particle swarm optimization, *Int. J. of Non-Linear Mech*., 47, 1-8, 2012.

15. Wu, S.Q., Law, S.S. Vehicle axle load identification on bridge deck with irregular road surface profile, *Eng. Struct*., 33, 591-601, 2011.

16. Clough, R.W., Penzien, J. Dynamics of Structures, Computers & Structures Inc., Berkeley, CA, 1995.

17. Kennedy, J., Eberhart, R. Particle swarm optimization, *Proc. of the 4th IEEE Int. Conf. on Neural Netw*., 4, 1942-1948, 1995.

18. Zheng, Y. L., Ma, L. H., Zhang, L. Y., Qian, J. X. On the convergence analysis and parameter selection in particle swarm optimization, *Proc. of the 2nd Int. Conf. on Mach. Learn. and Cybern*., 3, 1802-1807, 2003.

19. Mallat, S. A wavelet tour of signal processing, Academic Press, London, 1999.

# MEKANİZMALARIN DİNAMİK PERFORMANSLARININ İKİ SERBESTLİK DERECELİ BİR AYARLAMA SİSTEMİ İLE GELİŞTİRİLMESİ

Hakan MENCEK, Reşit SOYLU
Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Makina Müh. Bölümü 06800, ANKARA

hmencek@gmail.com , soylu@metu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada, düzlemsel mekanizmalar tarafından zemine iletilen sarsma kuvvetlerindeki, momentlerindeki ve eyletici torklarındaki (veya kuvvetlerindeki) dalgalanmaların küçültülmesi için bir ayarlama sistemi tasarlanmıştır. Önerilen ayarlama sistemi, iki adet uzuv, bir adet döner mafsal ve bir adet kayar mafsaldan oluşmaktadır. Ayarlama sistemi, iki adet eyletici vasıtasıyla öteleme ve dönme hareketi yapabilmektedir. Böylece, bağlı olduğu uzvun atalet momenti, ağırlık merkezi konumu vb. gibi parametrelerini hareket sırasında değiştirebilmektedir. Kullanılan mekanizmanın durumuna göre, sadece dönme veya sadece öteleme hareketi ile ayarlama yapılabilir. Ayarlama sisteminin, sarsma kuvvetleri-momentleri ve eyletici torklarındaki dalgalanmalar üzerindeki etkileri, krank – biyel mekanizması ele alınarak incelenmiştir. Söz konusu dalgalanmalar, ayarlama sisteminin tasarım parametreleri kullanılarak optimize edilmiş ve mekanizmanın dinamik performansının önemli ölçüde iyileştirildiği gözlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Ayarlama Sistemi, Dinamik Performans Geliştirme, Sarsma Kuvveti/Momenti, Eyletici Torku/Kuvveti Dalgalanmaları

## IMPROVEMENT OF THE DYNAMIC PERFORMANCES OF MECHANISMS VIA A TWO-DEGREE-OF-FREEDOM ADJUSTMENT SYSTEM

## ABSTRACT

In this study, an adjustment system is proposed in order to reduce the fluctuations of the shaking forces – moments and actuator torques. The proposed adjustment system consists of two links, one revolute joint and one prismatic joint. The adjustment system may perform translational and rotational motions, via two actuators, in order to change the inertial parameters of the mechanism such as the moment of inertia and location of center of gravity of the link on which the adjustment system is connected. The adjustment system may be utilized to perform only rotational or only translational motion, depending on the considered mechanism. As a case study, a slider – crank mechanism has been considered in order to investigate the effects of the adjustment system on the fluctuations of the shaking force/moment and the actuator torque. These fluctuations have been optimized by means of the design parameters of the adjustment system and promising results have been obtained.

**Keywords:** Adjustment System, Dynamic Performance Improvement, Shaking Force – Moment Fluctuations of Actuator Torque/Force

## 1. GİRİŞ

Mekanizmaların çalışması esnasında, zemine (sabit uzva) şiddeti ve yönü devamlı değişmekte olan kuvvetler ve momentler etki etmektedir. Bu kuvvetler ve momentler, sarsma kuvvetleri ve sarsma momentleri olarak isimlendirilmiştir. Sarsma kuvvetleri ve sarsma momentlerinde meydana gelen dalgalanmalar, çalışma esnasında gürültü ve titreşime neden olmaktadır. Ayrıca, yatakların ömrünü de azaltmaktadır. Bu tür sorunların giderilmesi ancak sarsma kuvvetlerinin ve sarsma momentlerinin tamamen yok edilmesi veya bu kuvvetlerdeki ve momentlerdeki dalgalan-

maların azaltılması ile mümkündür. Bu doğrultuda yapılan çalışmalar, literatürde mekanizmaların dengelenmesi olarak adlandırılmaktadır.

Literatürde mekanizmaların dengelenmesi için çeşitli yöntemler önerilmiştir. Mekanizmaların dengelenmesi konusundaki ilk çalışmalar Berkof ve Lowen'e [1] aittir. Bu çalışmada, sarsma kuvvetleri, uzuv ağırlıklarının dağılımını değiştirerek dengelenmeye çalışılmıştır. Bu yöntem "bağımsız vektörler yöntemi" (method of linearly independent vectors) olarak isimlendirilmiştir. Berkof ve Lowen [2] daha sonra, dört çubuk mekanizmasının sarsma kuvvetlerinin ve momentlerinin dengelenmesini incelemişlerdir. Yazarlar, optimizasyon yöntemleri kullanarak, en iyi uzuv kütle dağılımını elde etme olasılığını araştırmışlar ve bu çalışmaların sonunda sarsma momentlerinin, kütle dağılımını değiştirerek tamamen ortadan kaldırılamadığını göstermişlerdir. Elliott ve Tesar [3], dört çubuk mekanizmasının sarsma kuvvetlerini ve momentlerini dengelemeye çalışmıştır ve bağımsız vektörler yaklaşımını motor torklarını da kapsayacak şekilde genişletmişlerdir. Lee ve Cheng [4] ise, yüksek devirde çalışan mekanizmaların sarsma kuvvetlerini ve momentlerini yok etmek için dengeleme ağırlıkları ekleme ve kütle dağılımını değiştirme metotlarını denemişlerdir.

Feng [5-7], düzlemsel mekanizmaların sarsma kuvvetlerinin ve momentlerinin tamamen dengelenmesi üzerinde çalışmıştır. Feng, mekanizmalardaki kütle dağılımını değiştirerek ve ataletsel parametreleri değiştirmek için kütle ekleyerek dengeleme yapmıştır. Ataletsel dengeleme için, dişliler ve gezegensel dişli takımlarını kullanmıştır.

Ye ve Smith [8] ise, önerdikleri kütle akışı kavramı ile karmaşık bir mekanizmayı basitleştirerek gerekli dengeleme koşullarını türetmişlerdir.Öte yandan, Arakelian vd. [9-12], hem düzlemsel hem de uzaysal mekanizmaların dengelenmesi için yardımcı mekanizmalar ve dengeleme ağırlıkları kullanmışlardır. Yar-dımcı mekanizma olarak mafsal çifti (articulation dyad), üç dönüş çiftli asimetrik uzuv, krank – biyel mekanizması, pantograf mekanizması önermişlerdir. Arakelian ve Baradat [12] ayrıca kütle ekleme ve yardımcı mekanizma ekleme yöntemleri ile yapılan dengeleme çalışmaları hakkında kapsamlı bir literatür taraması yapmışlardır.

Alıcı ve Shirinzadeh [13,14], tepki kuvvetlerini küçültmek için, düzlemsel paralel manipülatörlere yay bağlamıştır. Ayrıca, paralel manipülatörlerin optimum sentezinin dengelemeyi de hesaba katarak yapılması için sistematik bir yaklaşım geliştirmişlerdir. Öte yandan, iki serbestlik dereceli düzlemsel bir paralel manipülatördeki sarsma kuvvetlerini, momentlerini tamamen ortadan kaldırmak için gerekli koşulları türetmişlerdir [15].

Chaudhary ve Saha [16], dört çubuk mekanizmasının dinamik dengelenmesi için bir maksimum yinelemeli dinamik algoritma (maximum recursive dynamic algorithm) geliştirerek, bu algoritmayı rulmanlar üzerindeki kuvvetlerin hesaplanması amacıyla kullanmışlardır.Arakelian ve Briot [17] ise, krank – biyel me-kanizmalarında aynı anda sarsma kuvvetleri, momentleri ve sürücü torkunun telafi edilme-si için dengeleme ağırlıkları, kamlar ve yay-lardan oluşan bir sistem önermişlerdir.

Yukarıda kısaca bahsedilen çalışmalarda da görüldüğü gibi, mekanizmaların dinamik performansını geliştirmek amacıyla dengeleme kütlesi ekleme, yay bağlama, yardımcı mekanizma bağlama ve kam/dişli vb. elemanlar bağlama gibi farklı yaklaşımlar önerilmiştir.

Öte yandan, Vukobratovic ve Potkonjak [18, 19] geometrik veya ataletsel özellikleri ayarlanabilen sistemlerin kullanılmasını önermişlerdir. Ayarlanabilen sistemlerin, mekanizmaların dinamik performansının geliştirilmesi için kullanılması konusunda literatürde sadece İyiay'ın [20] çalışması bulunmaktadır. Dr. Reşit Soylu'nun danışmanlığını yaptığı bu tez çalışmasında, sürtünmenin ihmal edildiği çalışma koşullarında, tek serbestlik dereceli bir ayarlama sistemi ele alınarak, çift kızak mekanizmasının enerji tüketiminin yüksek hızlarda azaltılması hedeflenmiş ve olumlu sonuçlar elde edilmiştir. Ancak ayarlama sisteminin; sarsma kuvveti, sarsma momenti, eyletici tork dalgalanması vb. gibi önemli dinamik performans kriterleri üzerindeki etkileri incelenmemiştir.

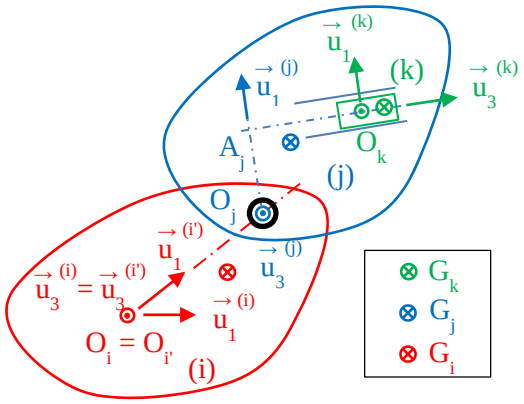
Bu çalışmada ayarlanabilir mekanizmaların dinamik performans üzerine etkileri, sarsma kuvvetlerindeki, sarsma momentlerindeki ve eyletici torklarındaki dalgalanmaların azaltıl-

ması göz önüne alınarak incelenmiştir. Öncelikle, Bölüm 2'de önerilen ayarlama sistemi anlatılmıştır. Daha sonra, Bölüm 3'de dinamik performans geliştirme probleminin optimizasyon problemi olarak formülasyonu anlatılmıştır. Bölüm 4'de ise, örnek olarak ele alınan krank-biyel mekanizması sunulmuştur. Örnek çalışmalar, Bölüm 5'de verilmiştir. Son olarak, çalışmanın sonuçları Bölüm 6'da sunulmuştur.

## 2. AYARLAMA SİSTEMİ

Mekanizmaların dinamik performansının geliştirilmesi için iki serbestlik dereceli bir ayarlama sistemi tasarlanmıştır. Bu sistem uzuvların ağırlık merkezi ve atalet momenti gibi özelliklerini hareket esnasında değiştirebilmektedir.

Şekil 1'de, bir mekanizma üzerindeki (i) numaralı uzva bağlanmış olan, (j) ve (k) numaralı uzuvlardan oluşan bir ayarlama sistemi gösterilmiştir. Burada, (j) uzvu döner mafsal ile (i) uzvuna bağlanmıştır. Böylece iki serbestlik dereceli bir ayarlama sistemi elde edilmiştir.




**Şekil 1.** Mekanizma üzerindeki (i) numaralı uzva bağlanmış bir ayarlama sisteminin şematik gösterimi

Şekil 1'de, (i) numaralı uzuv üzerinde bulunan hareketli eksen takımı ($F_i$), $\vec{u}_1^{(i)}, \vec{u}_2^{(i)}$ ve $\vec{u}_3^{(i)}$ temel birim vektörlerinden oluşmakta olup, orijini $O_i$ noktası ile gösterilmiştir. Benzer biçimde, $F_j$ ve $F_k$ sırasıyla (j) ve (k) numaralı uzuvlara bağlı olan hareketli eksen takımlarıdır. Öte yandan, $F_{j'}$ yine (i) numaralı uzva bağlı yardımcı bir eksen takımını betimlemektedir. Ayrıca, $G_i, G_j$ ve $G_k$ sırasıyla (i), (j) ve (k) uzuvlarının ağırlık merkezlerini göstermektedir. Temel birim vektörlerinin yönleri ve orijin noktasının seçimi Khalil ve Kleinfinger [21] betimleme yöntemi kullanılarak yapılmıştır.

Ayarlama sisteminin kinematik parametreleri aşağıda listelenmiştir.

- $\beta_{i'}$: $\vec{u}_3^{(i)}$ etrafında, sağ el kuralına göre $\vec{u}_1^{(i)}$ den $\vec{u}_1^{(i')}$ e ölçülen açıdır.
- $b_{i'} = \left|O_{i'}O_j\right|$
- $\theta_j(t)$: $\vec{u}_3^{(j)}$ etrafında, sağ el kuralına göre $\vec{u}_1^{(i')}$ den $\vec{u}_1^{(j)}$ ye ölçülen açıdır.
- $b_j = \left|O_j A_j\right|$
- $s_k(t) = \left|A_j O_k\right|$

Burada, $\theta_j(t)$ ve $s_k(t)$, sırasıyla döner ve kayar mafsallara ait değişkenlerdir. Bu değişkenler, iki adet eyletici kullanılarak hareket öncesinde veya hareket esnasında değiştirilebilmektedir. Böylece, ayarlama sisteminin bağlı olduğu (i) numaralı uzvun ataletsel özellikleri ayarlanabilmektedir.

Öte yandan, ayarlama sisteminin ataletsel parametreleri aşağıda listelenmiştir.

- $x_{G_j}, y_{G_j}$: (j) numaralı uzvun ağırlık merkezinin $F_j$ eksen takımındaki koordinatları,
- $x_{G_k}, z_{G_k}$: (k) numaralı uzvun ağırlık merkezinin $F_k$ eksen takımındaki koordinatları,
- $m_j$: (j) numaralı uzvun kütlesi,
- $m_k$: (k) numaralı uzvun kütlesi,
- $ZZ_j$: (j) numaralı uzvun $\vec{u}_3^{(j)}$ etrafındaki $O_j$ noktasına indirgenmiş atalet momenti
- $YY_k$: (k) numaralı uzvun $\vec{u}_2^{(k)}$ etrafındaki $O_k$ noktasına indirgenmiş atalet momenti

Önerilen ayarlama sistemi, üç farklı şekilde kullanılabilir.

Tip 1. Sadece Dönme Hareketi ile Ayarlama

Bu durumda, (i) uzvuna sadece (j) uzvu bir döner mafsal ile bağlanmaktadır. Böylece tek serbestlik dereceli $\left(\theta_j(t)\right)$ bir ayarlama sistemi elde edilmektedir. $\theta_j(t)$'nin belirli bir fonksiyona göre değiştirilebilmesi için bir adet eyletici kullanılmaktadır.

Tip 2. Sadece Öteleme Hareketi ile Ayarlama (k) uzvunun direk olarak (i) uzvuna kayar mafsal ile bağlanması durumudur. Yine tek serbestlik dereceli $\left(s_k\left(t\right)\right)$ bir ayarlama sistemi elde edilmektedir. Bu durumda, (j) numaralı uzuv kullanılmadığı için, ilgili tasarım parametreleri tanımlanırken $O_j$ ve $A_j$ yerine $O_{i'}$ ve $A_{i'}$ noktaları kullanılmıştır. Burada, $A_{i'}$ Şekil 1'de gösterilen $O_{i'}$ noktasından, ötelleme eksenine dik olarak çizilen doğrunun, ötteleme eksenini kestiği nokta olarak tanımlanabilir.

Tip 3. Hem Dönme Hem Öteleme Hareketi ile Ayarlama: Bu durumda ise, iki serbestlik dereceli ayarlama sistemi $\left(\theta_j\left(t\right)\right.$ ve $\left.s_k\left(t\right)\right)$ kullanılmaktadır.

Üç tip ayarlama sistemi ile ilgili tasarım parametreleri Tablo 1'de verilmiştir.

**Tablo 1.** Ayarlama sistemi çeşitleri ve ilgili tasarım parametreleri

| **Tür** | **Ayarlama Değişkeni** | **Tasarım Parametreleri** |
|---|---|---|
| Tip 1 | $\theta_j\left(t\right)$ | $\beta_{i'}, b_{i'}, \theta_j(t), x_{G_j}, y_{G_j}, m_j, ZZ_j$ |
| Tip 2 | $s_k\left(t\right)$ | $\beta_{i'}, b_{i'} = \left\|O_{i'}A_{i'}\right\|, x_{G_k}, z_{G_k}, m_k, YY_k, s_k(t) = \left\|A_{i'}O_k\right\|$ |
| Tip 3 | $\theta_j\left(t\right),\ s_k\left(t\right)$ | $\beta_{i'}, b_{i'}, b_j, x_{G_j}, y_{G_j}, x_{G_k}, z_{G_k}, m_j, m_k, ZZ_j, YY_k, \theta_j(t), s_k(t)$ |

## 3. OPTİMİZASYON PROBLEMİ

Ayarlama sistemi kullanarak mekanizmaların dinamik performansının geliştirilmesi bir optimizasyon problemi olarak tanımlanmıştır. Bu problemde eyletici torku, sarsma kuvveti ve sarsma momenti üzerindeki dalgalanmalar performans kriterleri olarak seçilmiştir. Bu performans kriterleri, ayarlama sisteminin tasarım parametreleri kullanılarak optimize edilmiş ve böylece en uygun değerler elde edilmiştir.

### 3.1. Performans Kriterleri

#### 3.1.1. Kullanılan Nicelikler

Bu çalışmada; eyletici torku, sarsma kuvveti ve sarsma momenti üzerindeki dalgalanmaların azaltılması hedeflenmiştir.

Hareketi verilen bir mekanizmanın ihtiyaç duyduğu eyletici torku, her uzuv için yazılan Newton – Euler denklemleri birlikte çözülerek elde edilebilir. Öte yandan, sarsma kuvvetinin ve sarsma momentinin bulunması için ek hesaplamalar gerekmektedir.

Sarsma kuvveti, zemine bağlı mafsallar aracılığıyla mekanizma tarafından zemine iletilen toplam kuvvet olarak tanımlanabilir. Buna göre, toplam sarsma kuvveti $\vec{F}_S$ aşağıdaki denklem ile ifade edilebilir.

$$\vec{F}_S = \sum_{i=1}^{n} \vec{F}_{i,0} \qquad (3.1)$$

Bu denklemde,

- $\vec{F}_{i,0}$: (i) numaralı uzuv tarafından zemine iletilen kuvvettir.
- $n$ : Mekanizma üzerindeki toplam uzuv sayısıdır.

Benzer bir şekilde, sarsma momenti de mekanizma tarafından zemine iletilen kuvvetlerin ve momentlerin belirli bir noktaya göre oluşturduğu momenttir. Buna göre, $O_0$ noktasına göre hesaplanan toplam sarsma momenti $\vec{M}_{S,O_0}$ aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir.

$$\vec{M}_{S,O_0} = \sum_{i=1}^{n} \left(\vec{r}_{O_i} \times \vec{F}_{i,0} + \vec{M}_{i,0}\right) \qquad (3.2)$$

Bu denklemde, $\vec{F}_{i,0}$ kuvvetinin, $O_i$ noktasına etki ettiği varsayılmıştır. Ayrıca,

- $\vec{r}_{O_i}$ : $O_i$ noktasının, $O_0$ noktasına göre konum vektörüdür.
- $\vec{M}_{i,0}$ : (i) numaralı uzuv tarafından zemine iletilen momenttir.

Eğer herhangi bir uzuv (mesela (j) numaralı uzuv) zemine direk olarak bir mafsal ile bağlı değilse, $\vec{F}_{j,0} = \vec{0}$ ve $\vec{M}_{j,0} = \vec{0}$ alınmalıdır.

### 3.1.2. Performans İndisi Hesaplanması

Bu çalışmada ele alınan, eyletici torku, sarsma kuvveti ve sarsma momenti çalışma sırasında zamana bağlı olarak değişmektedir. Dolayısıyla, bu nicelikleri belirli bir zaman aralığı içinde değerlendirmek gerekmektedir. Bu amaçla, performans indisi olarak bu niceliklerin karekök ortalaması (İng. root mean square) kullanılmıştır.

Zamana bağlı bir $f(t)$ fonksiyonunun, karekök ortalaması aşağıdaki denklem ile bulunabilir.

$$J = \sqrt{\frac{1}{\delta}\sum_{i=1}^{\delta} f\left(t_i\right)^2}, \quad t_i = t_0 + i\frac{t_f - t_0}{\delta} \quad (3.3)$$

Bu denklemde, $\delta$ kullanılan eşit aralıklı nokta sayısıdır ve $\left[t_0, t_f\right]$ zaman aralığıdır. Ayrıca, bu çalışmada, bir fonksiyonun anlık sapması aşağıdaki denklem ile tanımlanmıştır.

$$f_s(t) = f(t) - f_{ort} \quad (3.4)$$

Burada, $f_{ort}$ aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$f_{ort} = \frac{1}{t_f - t_0}\int_{t_0}^{t_f} f(t)\,dt \quad (3.5)$$

Denklem (3.3) – (3.5) göz önüne alındığında, karekök ortalama ile bir $f(t)$ fonksiyonunun dalgalanmasına yönelik performans kriteri aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$J = \sqrt{\frac{1}{\delta}\sum_{i=1}^{\delta}\left(f\left(t_i\right) - f_{ort}\right)^2} \quad (3.6)$$

Denklem (3.6) kullanılarak, eyletici torku, sarsma kuvveti ve sarsma momenti için tanımlanan performans indisleri aşağıda verilmiştir.

$$J_{ET} = \sqrt{\frac{1}{\delta}\sum_{i=1}^{\delta}\left(T_A\left(t_i\right) - T_{A,ort}\right)^2} \quad (3.7)$$

$$J_{SK} = \sqrt{\frac{1}{\delta}\sum_{i=1}^{\delta}\sum_{j=1}^{3}\left(F_S^j(t) - F_{S,ort}^j\right)^2} \quad (3.8)$$

$$J_{SM} = \sqrt{\frac{1}{\delta}\sum_{i=1}^{\delta}\sum_{j=1}^{3}\left(M_{S,O_0}^j(t) - M_{S,ort}^j\right)^2} \quad (3.9)$$

Bu denklemlerde, $F_S^j(t)$ ve $M_{S,O_0}^j(t)$, sırasıyla $\vec{F}_S$ ve $\vec{M}_{S,O_0}$ vektörlerinin $\vec{u}_j^{(0)}$ yönündeki bileşenleridir. Öte yandan, $T_A$, eyletici torkunu göstermektedir.

$J_T$ toplam performans indisi, Denklem (3.7)-(3.9) ile tanımlanan performans indisleri ve ağırlık katsayıları ( $w_{ET}, w_{SK}$ ve $w_{SM}$ ) kullanılarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$J_T = w_{ET}\frac{J_{ET}}{J_{ET}^{Orj}} + w_{SK}\frac{J_{SK}}{J_{SK}^{Orj}} + w_{SM}\frac{J_{SM}}{J_{SM}^{Orj}} \quad (3.10)$$

Burada, $J^{Orj}$, ilgili performans indisinin orijinal mekanizmadaki değerini göstermektedir. Denklem (3.10)'da, $J_{ET} / J_{ET}^{Orj}$, $J_{SK} / J_{SK}^{Orj}$ ve $J_{SM} / J_{SM}^{Orj}$ terimlerinin 1 civarında değişen birimsiz değişkenler olduğuna dikkat edilmelidir. $J_T$ performans indisi aynı anda sarsma kuvveti, sarsma momenti ve eyletici torku üzerindeki dalgalanmaların iyileştirilmesi için kullanılmaktadır.

### 3.2. Tasarım Parametreleri

Tasarım parametreleri olarak, seçilen ayarlama sistemine göre, Tablo 1'de verilen parametreler kullanılmaktadır. Bu parametrelere ek olarak, ayarlama değişkenleri olan $\theta_j(t)$ ve $s_k(t)$ için de, optimum değerler elde edilmelidir. Zamana bağlı bu değişkenlerin sabit parametreler cinsinden ifade edilmesi hesaplamalar yönünden kolaylık sağlamaktadır. Öte yandan, bu değişkenlerin, mekanizmanın hareketi gibi periyodik olmaları gerekmektedir. $\theta_j(t)$ ve $s_k(t)$ için, yukarıda sözü edilen kriterleri sağlayan, aşağıdaki periyodik fonksiyonlar tanımlanmıştır.

$$\theta_j(t) = A_{\theta_j,0} + \sum_{i=1}^{m} A_{\theta_j,i}\sin\left(i\omega t\right) \quad (3.11)$$

$$s_k(t) = A_{s_k,0} + \sum_{i=1}^{m} A_{s_k,i}\sin\left(i\omega t\right) \quad (3.12)$$

Bu fonksiyonlarda, $A_{\theta_j,0}, A_{\theta_j,1}, ..., A_{\theta_j,m}$ ve $A_{s_k,0}, A_{s_k,1}, ..., A_{s_k,m}$ sırasıyla $\theta_j(t)$ ve $s_k(t)$ için gerekli olan tasarım parametreleridir. Ayrıca, $\omega$ mekanizmanın hareket frekansı, $m$ ise seçilen periyodik fonksiyonun derecesidir. Mekanizmanın hareket frekansı, mekanizmanın periyodik hareket döngüsünü

tamamlama süresi ($T_P$) kullanılarak aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\omega = \frac{2\pi}{T_P} \qquad (3.13)$$

### 3.3. Kısıtlamalar

Seçilen tasarım parametreleri üzerinde çeşitli fiziksel kısıtlamalar bulunmaktadır. Öncelikle, ayarlama sisteminin bağlandığı uzuv üzerindeki konumu belirten $\beta_{i'}$ ve $b_{i'}$ parametreleri, bağlanan uzvun şekline göre sınırlandırılmıştır. Bu kısıtlamalar,

$$\beta_{i',\min} \le \beta_{i'} \le \beta_{i',\mathrm{maks}} \qquad (3.14)$$

$$b_{i',\min} \le b_{i'} \le b_{i',\mathrm{maks}} \qquad (3.15)$$

olarak ifade edilebilir. Benzer şekilde, atalet-sel parametreler olan $x_{G_j}, y_{G_j}, x_{G_k}, z_{G_k}, m_j$ ve $m_k$ üzerinde de fiziksel kısıtlar verilebilir. Ayrıca, hareketli eksen takımlarının orijinine göre tanımlanan atalet momenti üzerinde, paralel eksen teoremine bağlı olarak aşağıdaki kısıtlamalar bulunmaktadır.

$$ZZ_j - m_j\left(x_{G_j}^2 + y_{G_j}^2\right) \ge 0 \qquad (3.16)$$

$$YY_k - m_k\left(x_{G_k}^2 + z_{G_k}^2\right) \ge 0 \qquad (3.17)$$

Son olarak, $\theta_j(t)$ ve $s_k(t)$ için tanımlanan tasarım parametreleri üzerinde, tercih edilen çözüme bağlı olarak, ek kısıtlamalar tanımlanabilir. Örneğin, 2. dereceden bir $s_k(t)$ fonksiyonunun daima pozitif olması için aşağıdaki kısıt kullanılabilir.

$$A_{s,0} \ge \left|A_{s,1} + A_{s,2}\right| \qquad (3.18)$$

### 3.4. Çözüm Yöntemi

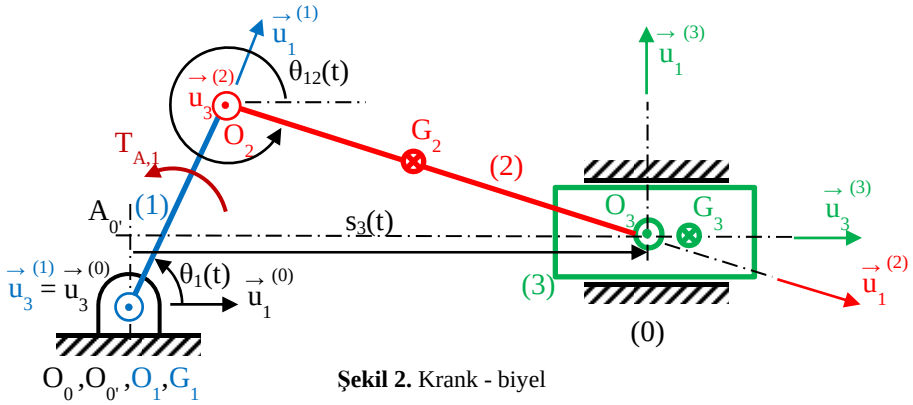
Mekanizmanın hareketi sırasında oluşan sarsma kuvveti, sarsma momenti ve ihtiyaç duyulan eyletici torkundaki dalgalanmaları azaltmak için öncelikle tanımlanan performans indisleri tasarım parametreleri cinsinden sembolik olarak (kapalı formda) elde edilmiştir. Bu performans indisleri daha sonra sayısal optimizasyon yaklaşımı ile, kısıtlamalar da göz önüne alınarak minimize edilmiştir.

Sayısal optimizasyon probleminin çözümü için, "Mathematica" programında bulunan "NMinimize" fonksiyonu kullanılmıştır. Bu fonksiyon, kısıtlanmış parametreler içeren sayısal optimizasyon problemlerinin çözümü için geliştirilmiş olup, detaylı bilgi [22]'den alınabilir.

## 4. KRANK BİYEL MEKANİZMASI

Tasarlanan ayarlama sisteminin etkisini incelemek için bir krank – biyel mekanizması ele alınmıştır (bkz. Şekil 2). Bu mekanizmada, (1) numaralı uzuv (krank), eyletici ile $T_{A,1}$ torku uygulanarak sabit hızda sürülmektedir. Mekanizmanın mafsal değişkenleri $\theta_1(t)$, $\theta_{12}(t)$ ve $s_3(t)$ olarak belirlenmiştir. Ele alınan krank – biyel mekanizmasının uzuvlarına ait sayısal veriler Tablo 2'de gösterilmiştir. Bu sayısal verilere göre, krank uzvunun ağırlık merkezi $O_0 = O_1 = G_1$ noktasıdır. Bu uzvun, yarıçapı yaklaşık olarak 0,10 [m] olan bir disk şeklinde olduğu varsayılmıştır.

Mekanizmanın dinamik performansını incelemek için öncelikle belirli bir hareket esnasında ihtiyaç duyulan eyletici torkunun, mafsallardaki tepki kuvvetlerinin ve momentlerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu hesaplamalar, Şekil 2'de gösterilen krank biyel mekanizması için [23]'de gösterildiği gibi Newton – Euler denklemleri aracılığıyla kolaylıkla yapılabilir.




**Şekil 2.** Krank - biyel

**Tablo 2.** Krank biyel mekanizmasına ait sayısal değerler

| Sembol | Değeri |
|---|---|
| $b_0 = \|O_0 A_{0'}\|$ | 0,03 [m] |
| $b_1 = \|O_1 O_2\|$ | 0,10 [m] |
| $b_2 = \|O_2 O_3\|$ | 0,20 [m] |
| $x_{G_1} = \|O_1 G_1\|$ | 0 [m] |
| $x_{G_2} = \|O_2 G_2\|$ | 0,10 [m] |
| $z_{G_3} = \|O_3 G_3\|$ | 0,02 [m] |
| $m_1$ | 0,50 [kg] |
| $m_2$ | 1,00 [kg] |
| $m_3$ | 0,20 [kg] |
| $ZZ_1$ | 0,001 [kg.m$^2$] |
| $ZZ_2$ | 0,05 [kg.m$^2$] |

(1) numaralı uzva ayarlama sistemi eklendiği durumda ise, mekanizmanın uzuvlarına ek olarak ayarlama sistemini oluşturan uzuvlar da göz önüne alınmalıdır. Bu uzuvlar için de Newton – Euler denklemleri elde edilmeli ve bilinmeyen durumda olan eyletici torkları, tepki kuvvetleri ve momentleri için çözülmelidir. Bu çözümlerde, sürtünme ve yerçekimi etkileri ihmal edilmiştir.

Kuvvet analizinin sonuçlarını da kullanarak sarsma kuvveti ve sarsma momenti aşağıdaki denklemler ile elde edilmiştir.

$$\vec{F}_S = \vec{F}_{1,0} + \vec{F}_{3,0} \qquad (4.1)$$

$$\vec{M}_{S,O_0} = -T_{A,1}\vec{u}_3^{(0)} + \vec{r}_{O_3} \times \vec{F}_{3,0} + \vec{M}_{3,0} \qquad (4.2)$$

Bu denklemlerde,

- $\vec{F}_{1,0}$: (1) numaralı uzuv tarafından zemine (0) uygulanan kuvvettir.
- $\vec{F}_{3,0}$, $\vec{M}_{3,0}$: (3) numaralı uzuv tarafından zemine uygulanan kuvvet ve momenttir.
- $\vec{r}_{O_3}$: $O_3$ noktasının $O_0$ noktasına göre konum vektörüdür. $\vec{F}_{3,0}$ kuvvetinin $O_3$'e uygulandığı varsayılmıştır.

## 5. ÖRNEK ÇALIŞMALAR

Bu kısımda, farklı tiplerdeki ayarlama sistemlerinin, krank biyel mekanizmasının dinamik performansına etkileri incelenmiştir. İnceleme için, mekanizmanın krank uzvunun $\omega_1 = 20$ rad/s sabit açısal hızda sürüldüğü durum ele alınmıştır.

Toplam performans indisi için ağırlık katsayıları sarsma kuvveti – momentini eşit ölçüde azaltmak ve eyletici torkunda meydana gelebilecek artışı bir miktar sınırlamak amacıyla

$$w_{ET} = 0,2 \quad w_{SK} = 0,4 \quad w_{SM} = 0,4$$

olarak seçilmiştir. Ayrıca, karekök ortalama hesaplanması için $\delta = 100$ eşit aralıklı nokta kullanılmıştır. Öte yandan, ayarlama değişkenleri ise, aşağıda verilen 1. dereceden periyodik fonksiyonlar ile ifade edilmiştir.

$$\theta_4(t) = A_{\theta_4,0} + A_{\theta_4,1}\sin(\omega_1 t) \qquad (5.1)$$

$$s_5(t) = A_{s_5,0} + A_{s_5,1}\sin(\omega_1 t) \qquad (5.2)$$

Üç farklı tipteki ayarlama sistemi için elde edilen örnek sonuçlar aşağıdaki kısımda sunulmuştur. Örnek çalışmalarda, tasarım parametreleri üzerinde aşağıdaki kısıtlamalar uygulanmıştır.

$$0 \le b_{1'} \le 0,09$$
$$0,3 \ge A_{s_5,0} \ge |A_{s_5,1}|$$
$$0,1 \le m_4 \le 2$$
$$m_4\left(x_{G_4}^2 + y_{G_4}^2\right) \le ZZ_4 \le 0,5$$
$$-0,05 \le x_{G_4} \le 0,05$$
$$-0,05 \le y_{G_4} \le 0,05$$
$$0,1 \le m_5 \le 2$$
$$m_5\left(x_{G_5}^2 + z_{G_5}^2\right) \le YY_5 \le 0,5$$
$$-0,05 \le x_{G_5} \le 0,05$$
$$-0,05 \le z_{G_5} \le 0,05$$

### 5.1. Tip 1 Ayarlama Sistemi

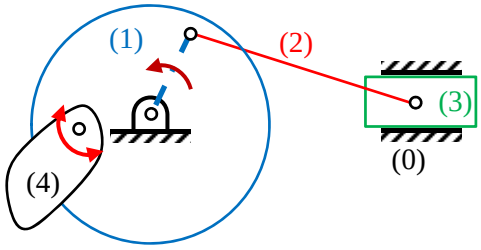
Bu durumda, (4) numaralı uzuv, (1) numaralı uzva döner mafsal ile bağlanmıştır, yani, sadece dönme hareketi ile ayarlama yapılmaktadır (bkz. Şekil 3). İlgili tasarım parametreleri aşağıda verilmiştir.

$$\left\{\beta_{1'}, b_{1'}, x_{G_4}, y_{G_4}, m_4, ZZ_4, A_{\theta_4,0}, A_{\theta_4,1}\right\}$$

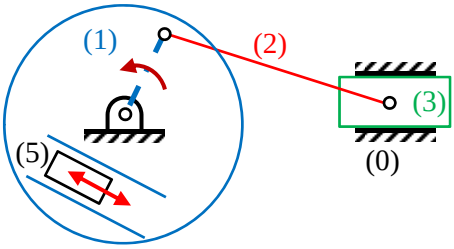
### 5.2. Tip 2 Ayarlama Sistemi

Bu yöntemde ise, (5) numaralı uzuv, kayar mafsal kullanılarak (1) numaralı uzva bağlanmıştır (bkz. Şekil 4). Böylece, sadece öteleme hareketi yapabilen bir ayarlama sistemi elde edilmiştir. Buna göre, tasarım parametreleri aşağıdaki gibidir.

$$\left\{\beta_{1'}, b_{1'} = |O_{1'}A_{1'}|, x_{G_5}, z_{G_5}, m_5, YY_5, A_{s_5,0}, A_{s_5,1}\right\}$$




**Şekil 3.** Tip 1 ayarlama sisteminin (1) numaralı uzva bağlanması

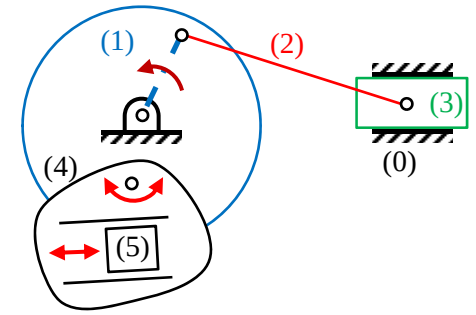



**Şekil 4.** Tip 2 ayarlama sisteminin (1) numaralı uzva bağlanması

### 5.3. Tip 3 Ayarlama Sistemi

Bu durumda, (1) numaralı uzva bağlanmış iki serbestlik dereceli ayarlama sistemi bağlanmıştır (bkz. Şekil 5). Bu sistemde, tasarım parametreleri aşağıdaki gibidir.

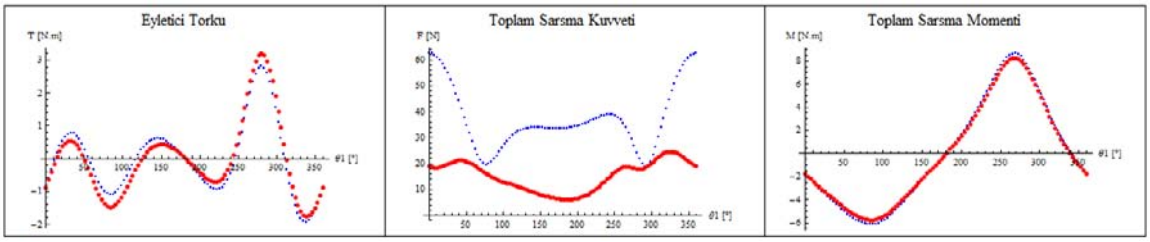
$$\{\beta_{1'}, b_{1'}, x_{G_4}, y_{G_4}, m_4, ZZ_4, x_{G_5}, z_{G_5}, m_5, YY_5,$$
$$A_{\theta_4,0}, A_{\theta_4,1}, A_{s_5,0}, A_{s_5,1}\}$$



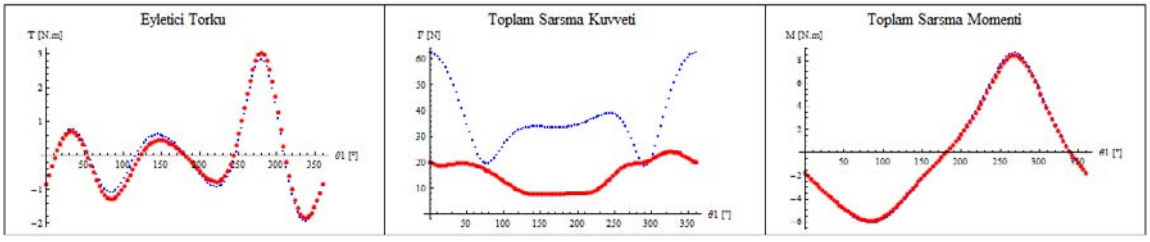

**Şekil 5**. Tip 3 ayarlama sisteminin (1) numaralı uzva bağlanması

Üç tip ayarlama sistemi kullanılarak, toplam performans indisi ( $J_T$ ), tasarım parametreleri kullanılarak minimize edilmiştir. Elde edilen sonuçlar ve performans grafikleri Şekil 6 – 8' de sunulmuştur. Ayrıca, elde edilen performans indisi değerleri Tablo 3'de verilmiştir.

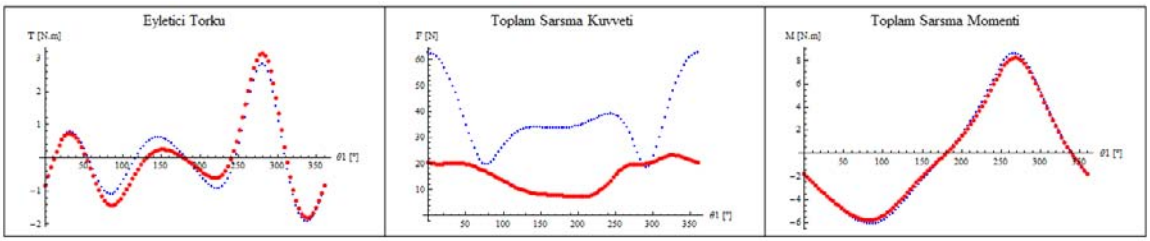
Bu sonuçlara göre, farklı tipteki ayarlama sistemleri, halihazırda dengeli durumda olan krank uzvuna rağmen performans artışı sağlamıştır. Aynı zamanda, sarsma kuvveti ve sarsma momentindeki dalgalanmaların azaltılması sonucu, ihtiyaç duyulan eyletici torkunda ve bu torktaki dalgalanmalarda bir miktar artış olduğu görülmektedir. Bu artışın azaltılması için, $w_{ET}$ arttırılabilir. Fakat, bu




**Şekil 6.** Tip 1 ayarlama sistemi ile toplam performans indisinin küçültülmesi sonucu elde edilen performans grafikleri ( $\beta_{1'} = -3,212$ [rad], $b_{1'} = 0,03$ [m], $x_{G_4} = 0,013$ [m], $y_{G_4} = -0,011$ [m], $m_4 = 2$ [kg], $ZZ_4 = 0,002$ [kg.m$^2$], $A_{\theta_4,0} = 0,675$, $A_{\theta_4,1} = 0,29$ )




**Şekil 7.** Tip 2 ayarlama sistemi ile toplam performans indisinin küçültülmesi sonucu elde edilen performans grafikleri ( $\beta_{1'} = -0,125$ [rad], $b_{1'} = 0$, $x_{G_5} = -0,05$ [m], $z_{G_5} = -0,026$ [m], $m_5 = 1,72$ [kg], $YY_5 = 0,024$ [kg.m$^2$], $A_{s_5,0} = 0,028$, $A_{s_5,1} = 0,006$ )




----- : Orijinal Mekanizma, – – – : Tip 3 Ayarlama sistemi ile elde edilen mekanizma

**Şekil 8.** Tip 3 ayarlama sistemi ile toplam performans indisinin küçültülmesi sonucu elde edilen performans grafikleri ( $\beta_{1'} = 1{,}96$ [rad], $b_{1'} = b_4 = 0$, $x_{G_4} = 0{,}05$ [m], $y_{G_4} = -0{,}003$ [m], $m_4 = 2$ [kg], $ZZ_4 = 0{,}2$ [kg.m$^2$], $A_{\theta_4,0} = 1{,}188$, $A_{\theta_4,1} = 0{,}005$, $x_{G_5} = -0{,}05$ [m], $z_{G_5} = -0{,}05$ [m], $m_5 = 0{,}30$ [kg], $YY_5 = 0{,}1$ [kg.m$^2$], $A_{s_5,0} = 0{,}042$, $A_{s_5,1} = -0{,}032$ )

**Tablo 3.** Performans indisleri ve yüzdelik değişim miktarları

| İndis | Orijinal Değer | Tip 1 | | Tip 2 | | Tip 3 | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Değer | Değişim (%) | Değer | Değişim (%) | Değer | Değişim (%) |
| $J_{ET}$ | 1,098 | 1,194 | +8,73 | 1,142 | +4,01 | 1,184 | +7,77 |
| $J_{SK}$ | 38,898 | 16,288 | -58,13 | 16,363 | -57,93 | 16,342 | -57,99 |
| $J_{SM}$ | 4,673 | 4,415 | -5,52 | 4,530 | -3,07 | 4,427 | -5,27 |
| $J_T$ | 1,000 | 0,763 | -23,72 | 0,764 | -23,60 | 0,762 | -23,75 |

durumda sarsma kuvvetinin ve sarsma momentinin artması beklenmektedir. Öte yandan, Tip 1 ve Tip 3 ayarlama sistemleri, birbirine çok yakın sonuçlar vermiştir. Bu nedenle, Tip 1 ayarlama sistemi, bu krank biyel mekanizması için kullanılabilir. Sadece sarsma momentinin iyileştirilmesi için Tip 3 ayarlama sistemi kullanılarak yapılan bir çözümde ise, $J_{SM}$ nin yaklaşık %80 oranında azaltıldığı görülmüştür. Aynı anda $J_{ET}$ ve $J_{SK}$ sırasıyla %355 ve %476 oranlarında artmıştır. Buna göre, tek bir performans kriterinin önemli ölçüde iyileştirilmesi mümkündür. Fakat, bu iyileştirme sonucunda diğer performans kriterleri kötüleşmektedir. Ayrıca, ele alınan örnek mekanizma için, eklenen ayarlama sistemlerinin, toplam sarsma kuvvetinin, özellikle $\vec{u}_1^{(0)}$ yönündeki bileşenini önemli ölçüde küçülttüğü görülmüştür. Ancak bu bileşenin sarsma momentine bir etkisi olmadığı için, sarsma momentinde önemli bir değişiklik olmamıştır.

## 6. SONUÇ

Bu çalışmada, mekanizmaların dinamik performanslarının geliştirilebilmesi için bir ayarlama sistemi önerilmiştir. Bu ayarlama sistemi, farklı şekillerde kullanılabilmektedir. Örnek çalışmalarda, üç tip ayarlama sistemi, krank – biyel mekanizmasının eyletici torku, sarsma kuvveti ve sarsma momenti üzerideki dalgalanmaları küçültmek için kullanılmış ve olumlu sonuçlar elde edilmiştir.

Ayarlama sistemleri kullanılarak mekanizmaların toplam ağırlık merkezinin değişimi, enerji tüketimi vb. özellikleri de iyileştirilebilir. Bu nedenle ayarlama sistemleri, literatürde kullanılan dengeleme ağırlığı bağlama, yay bağlama, vb. gibi yöntemlere alternatif olma potansiyeline sahiptir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma, TÜBİTAK tarafından, 112M110 no'lu ve "Makinalarda Kullanılan Mekanizmaların Enerji Tüketimlerinin, Titreşimlerinin, Seslerinin, Yataklarındaki Aşınmaların Asgariye İndirgenmesi ve Çalışma Esnekliklerinin Arttırılması" isimli araştırma projesi kapsamında desteklenmektedir.

## KAYNAKÇA

1. Berkof R., Lowen G. G., A new method for completely force balancing simple linkages, Journal of Engineering for Industry, 91(1), 21-26, (1969).

2. Berkof R., Lowen G. G., Theory of shaking moment optimization of force-balanced four-bar linkages, Journal of Engineering for Industry, 93(1), 53–60,(1971).

3. Elliott J., Tesar D., The Theory of Torque, Shaking Force, and Shaking Moment Balancing of Four Link Mechanisms, Journal of Engineering for Industry, 715–722,(1977).

4. Lee T. W., Cheng C., Optimum Balancing of Combined Shaking Force, Shaking Moment, and Torque Fluctuations in High-Speed Linkages, Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design, 106(2), 242,(1984).

5. Feng G., Complete shaking force and shaking moment balancing of four types of six-bar linkages, Mechanism and Machine Theory, 24(4), 275-287,(1989).

6. Feng G., Complete shaking force and shaking moment balancing of 26 types of four-, five- and six-bar linkages with prismatic pairs, Mechanism and Machine Theory, 25(2), 183-192,(1990).

7. Feng G., 1991, Complete shaking force and shaking moment balancing of 17 types of eight-bar linkages only with revolute pairs, Mechanism and Machine Theory, 26(2), 197-206,(1991).

8. Ye, Z., Smith, M., Complete balancing of planar linkages by an equivalence method, Mechanism and Machine Theory, 29(5), 701-712, (1994).

9. Arakelian V. H., Smith, M. R., Complete shaking force and shaking moment balancing of linkages, Mechanism and Machine Theory, 34(8), 1141-1153, (1999).

10. Arakelian V. H., Dahan, M., Partial shaking moment balancing of fully force balanced linkages, Mechanism and Machine Theory, 36(11-12), 1241-1252, (2001).

11. Arakelian V. H., Smith M. R., Shaking Force and Shaking Moment Balancing of Mechanisms: A Historical Review With New Examples, Journal of Mechanical Design, 127(2), 334,(2005).

12. Baradat C., Arakelian, V. H., Briot, S., Guegan, S., Design and Prototyping of a New Balancing Mechanism for Spatial Parallel Manipulators, Journal of Mechanical Design, 130,7, 072305, (2008).

13. Alici G., Shirinzadeh B., Optimum force balancing of a planar parallel manipulator, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 217(5), 515-524, (2003).

14. Alici G., Shirinzadeh B., Optimum synthesis of planar parallel manipulators based on kinematic isotropy and force balancing, Robotica, 22(1), 97-108,(2004).

15. Alici G., Shirinzadeh B.,, Optimum dynamic balancing of planar parallel manipulators based on sensitivity analysis, Mechanism and Machine Theory, 41(12), 1520-1532, (2006).

16. Chaudhary H., Saha S., Balancing of four-bar linkages using maximum recursive dynamic algorithm, Mechanism and Machine Theory, 42(2), 216-232,(2007).

17. Arakelian V. H., Briot S., Simultaneous inertia force/moment balancing and torque compensation of slider-crank mechanisms, Mechanics Research Communications, 37(2), 265-269, (2010).

18. Vukobratovic,M, Potkonjak,V, Modelling and Control of Active Systems with Variable Geometry. Part I: General Approach and Its Application, Mechanism and Machine Theory, 35, 179-195, (2000).

19. Potkonjak,V, Vukobratovic,M, Part II: Case Study and Numerical Examples, Mechanism and Machine Theory, 35, 197-220, (2000).

20. İyiay, E., Kinematik ve Dinamik Olarak Ayarlanabilir Mekanizmaların Dinamik Performansı, (Yüksek Lisans Tezi), Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, (2003).

21. Khalil, W., Kleinfinger, J., A new geometric notation for open and closed-loop robots, Proceedings of IEEE Int. Conference on Robotics and Automation, 1174-1179, (1986).

22. Mathematica Technical Documentation, http://reference.wolfram.com/mathematica/ref/NMinimize.html,Wolfram Research Center, (2013)

23. Söylemez, E., Makina Teorisi-2: Makina Dinamiği, Birsen Yayınevi, İstanbul (2007).

# YENİ BİR DOYUMLU EYLEYİCİYE SAHİP GECİKMEYE BAĞLI DAYANIKLI $H_\infty$ DENETLEYİCİ İLE AKTİF TİTREŞİM KONTROLÜ

Hakan YAZICI*, Rahmi GÜÇLÜ**, İbrahim B. KÜÇÜKDEMİRAL***

(*,**) Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İSTANBUL

(***)Yıldız Teknik Üniversitesi, Elektrik Elektronik Fakültesi, Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği Bölümü, İSTANBUL

hyazici@yildiz.edu.tr, guclu@yildiz.edu.tr, beklan@yildiz.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada, enerjisi sınırlı bozucuların durum geri-beslemeli denetim mantığı ile bastırılması için, yeni bir doyumlu eyleyiciye sahip gecikmeye bağlı dayanıklı $H_\infty$ denetleyici metodu geliştirilmiştir. İlk olarak, nominal zamanla değişen eyleyici gecikmeli bir sitemin küresel asimptotik kararlılık koşulları, uygun Lyapunov-Krasovskii aday fonksiyonelinin seçimiyle yeterli kararlılık kısıtlarının Lineer Matris Eşitsizlikleri (LME) biçiminde geliştirildiği bir Sınırlı Reel Yardımcı Teoremi (SRYT) ile elde edilmiştir. SRYT'nin genişletilmesiyle, yeterli gecikmeye bağlı kararlılık koşulları $H_\infty$ sentezini kararlı kılmak amacıyla matris eşitsizliği biçiminde geliştirilmiştir. Doyumlu eyleyiciye sahip normu sınırlı parametre belirsizliği içeren eyleyici gecikmeli bir sistem için, SRYT ve $H_\infty$ kararlı kılma koşullarının genişletilmesiyle yeni bir $H_\infty$ denetleyici tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarım sonucu ortaya çıkan, lineer olmayan matris eşitsizliği problemi konik tamamlayıcı algoritmasının kullanılması ile çözülmüştür. Geliştirilen denetim metodunun etkinliği, sismik zorlanma altındaki normu sınırlı belirsizlik içeren yapısal bir sistemin titreşimlerinin azaltılması problemi ile test edilmiştir. Sismik zorlanma altındaki yapısal sistemin zaman ve frekans alanındaki cevapları, yapısal titreşimlerin azaltılmasında önerilen denetleyicinin yüksek sönüm performansına sahip olduğunu ve eyleyici doyumu kısıtlarında denetim sisteminin maksimum gecikme zamanı ve parametre belirsizliği sınırlarındaki kararlılığının garanti altında olduğunu göstermiştir.

**Anahtar Kelimeler:** $H_\infty$ kontrol, parametre belirsizliği, eyleyici gecikmesi, eyleyici doyumu, titreşim.

# ACTIVE VIBRATION CONTROL BY THE USE OF A NEW DELAY-DEPENDENT ROBUST $H_\infty$ CONTROLLER HAVING ACTUATOR SATURATION

## ABSTRACT

In this study, a new delay-dependent robust $H_\infty$ controller having actuator saturation method is developed to attenuate the disturbance signals acting on system have bounded energy. Based on the selection of Lyapunov-Krasovskii functional, first a Bounded Real Lemma (BRL) is obtained in terms of linear matrix inequalities (LMIs) such that the nominal, time-delay system is guaranteed to be globally asymptotically stable with minimum allowable disturbance attenuation level. Extending BRL, sufficient delay-dependent criteria are developed for a stabilizing $H_\infty$ controller synthesis involving a matrix inequalitiy. A new $H_\infty$ controller is designed for a system having actuator saturation, norm-bounded uncertainties and actuator delay by the use of extended BRL and $H_\infty$ stabilization criteria. This sufficient condition for designing such controller is given by delay-dependent bilinear matrix inequalities and a cone complementary algorithm is also utilized to solve the non-convex optimization problem. To show the effectiveness of the approach, performance of the proposed controller is examined in disturbance attenuation problem of seismic excitations, in a

structural system having norm bounded uncertainties. The time history and frequency responses of structural system under seismic excitations show that the design controller has high damping performance and guarentees stability at maximum actuator delay and parameter uncertainty bounds under actuator saturation constraints.

**Keywords:** $H_\infty$ control, parametric uncetainty, actuator delay, actuator sturation, vibration.

## 1. GİRİŞ

Son dönemlerde, geri-beslemeli denetim sistemlerinde düşük performansa ve kararlılık problemine neden olan eyleyici gecikmesi, eyleyici doyumu ve parametre belirsizliği gibi problemlerin çözümüne yönelik yeni yöntem ve tasarımlar gerçekleştirilmiştir. Bu alanda, enerjisi sınırlı bozucu etkiler altındaki eyleyici gecikmeli doyumlu eyleyiciye sahip belirsizlik içeren sistemler için, daha az tutucu denetleyici arayışı üzerine yapılan akademik çalışmalar hız kazanmıştır [1].

Fiziksel ve dinamik sistemlerin çoğu, kaçınılmaz olarak zaman gecikmesine maruz kalırlar. Genellikle uzun iletim hatları, veri akışında yaşanılan gecikmeler ve veri işleme hızının sonlu olmasından kaynaklanan zaman gecikmesi olayı, sistemlerde performans kaybına, hatta kararsız davranışlara yol açabilir. Bu durum, özellikle geri-beslemeli denetim sistemlerinde pek çok uygulamada önemli bir problem olarak ortaya çıkmaktadır [2].

Denetleyici tasarımlarında dikkate alınması gereken diğer bir önemli olay ise, sistem eyleyicilerinin doyumlu olmasıdır. Eyleyici içeren geri-beslemeli denetim uygulamalarında eyleyiciler üzerinde çok sıkı değişim sınırlamaları bulunmaktadır. Bununla birlikte eyleyici doyumu, kapalı-çevrim kararlılığını bozacak kadar önemli doğrusal olmayan bir problemdir [3].

Sistemlerdeki parametre belirsizlikleri denetleyici tasarımlarında dikkate alınması gereken diğer bir önemli problemdir. Birçok denetim sisteminde, sistem parametreleri ya tam olarak belirlenememekte ya da işletme şartlarına bağlı olarak zamanla değişiklik göstermektedir. Parametre belirsizliğinin sistemin performansı ve kararlılığı üzerinde olumsuz etkileri olabilmektedir. Bu nedenle, denetleyici tasarımlarında parametre belirsizliği olayının matematiksel olarak sistemin dinamiğine dahil edilerek dayanıklı denetleyici tasarımlarının gerçekleştirilmesi gerekmektedir [4].

Literatürde kapalı-çevrim sistemler için kararlılık ve performans problemine neden olan eyleyici gecikmesi, eyleyici doyumu ve parametre belirsizliği olaylarının birlikte ele alınıp incelendiği çalışmalar oldukça sınırlıdır. Bu üç dinamik, özellikle bozucu girişler etkisi altıdaki yapısal sistemlerin titreşimlerinin aktif kontrolü çalışmalarında, denetim performansının kötüleşmesine ve kapalı-çevrim döngüsünün kırılmasıyla sistemin kararsız davranış sergilemesine veya performans kaybına neden olan başlıca problemler olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu nedenle bu çalışmada, doyumlu eyleyiciye sahip, eyleyici gecikmeli belirsizlik içeren çok serbestlik dereceli yapısal sistemlerin enerjisi sınırlı bozucu etkiler altındaki titreşimlerinin aktif kontrolü çalışmalarında etkin olarak kullanılabilecek, pratikte uygulanabilir, daha az tutucu, dayanıklı gecikmeye-bağlı yeni bir $H_\infty$ denetleyici tasarımı gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen denetleyici tasarımının en önemli aracı dışbükey en iyileştirme temelindeki LMI olmuştur. Gecikmeye bağlı yeterli kararlılık koşulları $H_\infty$ sentezini kararlı kılmak amacıyla matris eşitsizlikleri yaklaşımıyla uygun Lyapunov-Krasovskii aday fonksiyonellerinin seçimi ile elde edilmiştir. Daha sonra problem genişletilerek eyleyici doyumu problemi denetim sistemine dahil edilmiştir. Doyumlu eyleyici yapısının elde edilmesinde, modifiye edilmiş sektör koşulları kullanılarak denetim işareti üzerinden LMI şeklinde türetilen kısıtlar ile doyumlu eyleyiciye sahip denetleyici yapısı elde edilmiştir. Son olarak probleme parametre belirsizliği zamanla değişen normu sınırlı parametre belirsizliği yapısında dahil edilerek dayanıklı denetleyici tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarım sonucu yeterli kararlılık koşullarının doğrusal olmayan matris eşitsizliği formunda elde edilmesi probleminin çözümü için, konik tamamlayıcı algoritmasından yararlanılmıştır. Daha az tutucu ve hızlı çözümler üretebilen

konik tamamlayıcı algoritma ile dışbükey olmayan en iyileştirme problemi çözülerek, alt en iyi denetleyici kazancına, en düşük bozucu bastırma seviyesine, erişilebilir en üst eyleyici gecikmesi ve parametre belirsizliği sınırlarına arzu edilen eyleyici doyumu limitinde kapalı-çevrim sistemin küresel asimptotik kararlılığı altında eş zamanlı olarak erişilmiştir. Sistemin dinamiği üzerinde olumsuz etkileri olan bu problemlerin, yeterli kararlılık kısıtlarındaki sınırlarının eş zamanlı olarak belirlenmesinde bir ödünleşmenin yaşanılması kaçınılmazdır. Çok amaçlı denetim problemlerinin çözümünde yaşanılan bu ödünleşme olayı tutuculuğu arttırmaktadır. Bu nedenle, çalışmada daha az tutucu denetleyici yapısına erişebilmek için, denetleyici tasarımında tutuculuğu azaltan serbest gevşetme matrisleri ve tam kareye tamamlama yöntemleri kullanılmıştır. Tasarlanan çok amaçlı denetleyicinin performansı, eyleyici gecikmesi, eyleyici doyumu ve parametre belirsizliği olaylarının önemli bir problem olarak ortaya çıktığı sismik zorlanma altındaki yapısal sistemlerin titreşimlerinin azaltılması problemi için yapılan benzetim çalışmalarıyla gösterilmiştir.

## 2. PROBLEMİN TANIMLANMASI

Zamanla değişen eyleyici gecikmeli bir sistem

$$\begin{aligned}\dot{x}(t) &= Ax(t) + B_h u(t-h(t)) + B_w w(t)\\ z(t) &= Cx(t) + Du(t), \quad x(t) = 0, \quad t \in [-\bar{h}, 0]\end{aligned} \tag{1}$$

şeklinde ele alınsın. Burada, $x(t) \in \Re^n$ sistemin durum vektörünü, $u(t) \in \Re^{m_u}$ sistemin denetim girişini, $w(t) \in \Re^{m_w}$ sistem üzerideki bozucu girişi ve $z(t) \in \Re^p$ denetlenmek istenen çıkışları göstermektedir. A, $B_h$, $B_w$, C ve D matrisleri sistemin uygun boyutlu bilinen sabit durum-uzay matrisleridir. Bunu yanında zaman gecikmesi $h(t)$,

$$0 \le h(t) < \bar{h}, \quad |\dot{h}(t)| < \mu, \qquad \forall t \ge 0. \tag{2}$$

eşitsizliği sağlayan sürekli zamanla değişen bir fonksiyon olarak tanımlanmıştır. Burada, $\bar{h}$ ve $\mu$ gecikme zamanın ve türevinin üst sınırını veren bilinen pozitif sabittir. Bu çalışmada sistem üzerinde etkin olan bozucu sinyalin sınırlı enerjiye sahip olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda,

$$W_\delta := \{w : \Re_+ \to \Re^{m_w} : \int_0^\infty w^T(t)w(t)dt < \infty\} \tag{3}$$

geçerlidir. Bu çalışmada amaç, kapalı-çevrim sistemin küresel asimptotik kararlılığını sağlayacak ve bozuculardan sistem çıkışına en küçük $H_\infty$ kazancını veren, $u(t) = Kx(t)$ formunda uygun bir durum geri-beslemeli denetim kuralı bulmaktır. Bu türden denetim kuralı vasıtasıyla sistemin kapalı-çevrim durum-uzay modeli,

$$\begin{aligned}\dot{x}(t) &= Ax(t) + B_h Kx(t-h(t)) + B_w w(t)\\ z(t) &= (C+DK)x(t), \quad x(t) = 0, \quad t \in [-\bar{h}, 0]\end{aligned} \tag{4}$$

şeklinde elde edilebilir.

## 3. BAŞLICA SONUÇLAR

Nominal zamanla değişen eyleyici gecikmeli bir sistemin $H_\infty$ kararlılığının araştırılması için

$$\begin{aligned}\dot{x}(t) &= Ax(t) + H_k x(t-h(t)) + B_w w(t)\\ z(t) &= \bar{C}x(t), \quad x(t) = 0, \quad t \in [-\bar{h}, 0]\end{aligned} \tag{5}$$

sistemi ele alınsın. Aşağıdaki SRYT, (5) sistemi için yeterli kararlılık koşullarını sunmaktadır [5].

**Yardımcı Teorem 3.1:** $\bar{h}$, $\mu$ ve $\gamma$ gibi pozitif skaler sabitleri verilmiş olsun. Aşağıdaki matris eşitsizliklerini sağlayan simetrik pozitif tanımlı P, Q, W, Z, matrisleri ve uygun boyutlu $N_1$, $N_2$, $S_1$, $S_2$ matrisleri varsa, nominal zamanla değişen eyleyici gecikmeli (5) sistemi, (2)'yi sağlayan herhangi bir zamanla değişen $h(t)$ zaman gecikmesi değeri için, $\gamma$ gibi bir bozucu azaltma seviyesi ile küresel asimptotik kararlı olur.

$$\bar{\Sigma} := \begin{bmatrix} \bar{\Sigma}_{11} & \bar{\Sigma}_{12} & -S_1 & PB_w & \bar{h}A^TZ & \bar{h}N_1 & \bar{h}S_1 & \bar{C}^T \\ * & \bar{\Sigma}_{22} & -S_2 & 0 & \bar{h}H_k^TZ & \bar{h}N_2 & \bar{h}S_2 & 0 \\ * & * & -W & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & -\gamma^2 I & \bar{h}B_w^TZ & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & -\bar{h}Z & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & -Z & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & * & -Z & 0 \\ * & * & * & * & * & * & * & -I \end{bmatrix} < 0 \tag{6}$$

Burada,

$\bar{\Sigma}_{11} := PA + A^TP + N_1 + N_1^T + Q + W$, $\bar{\Sigma}_{12} := PH_k - N_1 + N_2^T + S_1$, $\bar{\Sigma}_{22} := -(1-\mu)Q + S_2 + S_2^T - N_2 - N_2^T$ şeklinde ifade edilebilir.

**İspat:** Aşağıdaki gibi bir Lyapunov-Krasovskii aday fonksiyoneli seçilebilir.

$$V(x(t),t) = x^T(t)Px(t) + \int_{-\bar{h}}^{0}\int_{t+\beta}^{t} \dot{x}^T(s)Z\dot{x}(s)ds d\beta + \int_{t-h(t)}^{t} x^T(s)Qx(s)ds + \int_{t-\bar{h}}^{t} x^T(s)Wx(s)ds$$

$V(x(t),t)$'nin (5) sisteminin durum yörüngeleri boyunca $t$'ye göre türevi (2)'deki şartlara bağlı olarak

$$\begin{aligned}\dot{V}(x(t),t) \le\ & 2x^T(t)P(Ax(t)+H_k x(t-h(t))+B_w w(t)) \\ & +\bar{h}(Ax(t)+H_k x(t-h(t))+B_w w(t))^T Z(Ax(t) \\ & +H_k x(t-h(t))+B_w w(t))-\int_{t-\bar{h}}^{t}\dot{x}^T(s)Z\dot{x}(s)ds \\ & +(1-\dot{h}(t))x^T(t)Qx(t)-x^T(t-h(t))Qx(t-h(t)) \\ & +x^T(t)Wx(t)-x^T(t-\bar{h})W(t-\bar{h}).\end{aligned} \tag{7}$$

şeklinde sınırlanabilir. Bunu yanında;

$$-\int_{t-\bar{h}}^{t}\dot{x}^T(s)Z\dot{x}(s)ds=-\int_{t-h(t)}^{t}\dot{x}^T(s)Z\dot{x}(s)ds-\int_{t-\bar{h}}^{t-h(t)}\dot{x}^T(s)Z\dot{x}(s)ds \tag{8}$$

ve $N_1$, $N_2$, $S_1$, $S_2$ gibi uygun boyutlu matrisleri için Newton-Leibnitz bağıntısı, bize

$$\begin{aligned}&2(x^T(t)N_1+x^T(t-h(t))N_2)\times(x(t)-x(t-h(t))-\int_{t-h(t)}^{t}\dot{x}(s)ds)=0\\ &2(x^T(t)S_1+x^T(t-h(t))S_2)\times(x(t-h(t))-x(t-\bar{h})-\int_{t-\bar{h}}^{t-h(t)}\dot{x}(s)ds)=0\end{aligned} \tag{9}$$

null eşitliklerini yazabilmemizi sağlamaktadır. Daha sonra (9)'da verilen null-eşitlikleri, (8) ve (2)'den yararlanılarak (7)'nin sağına eklenmesiyle,

$$\begin{aligned}\dot{V}(x(t),t) \le\ & 2x^T(t)PAx(t)+2x^T(t)PH_k x(t-h(t))+2x^T(t)PB_w w(t) \\ & +\bar{h}x^T(t)A^TZAx(t)+\bar{h}x^T(t)A^TZH_k x(t-h(t)) \\ & +\bar{h}x^T(t)A^TZB_w w(t)+\bar{h}x^T(t-h(t))H_k^TZAx(t) \\ & +\bar{h}x^T(t-h(t))H_k^TZH_k x(t-h(t))+\bar{h}x^T(t-h(t))H_k^TZB_w w(t) \\ & +\bar{h}w^T(t)B_w^TZAx(t)+\bar{h}w^T(t)B_w^TZH_k x(t-h(t)) \\ & +\bar{h}w^T(t)B_w^TZB_w w(t)-\int_{t-h(t)}^{t}\dot{x}^T(s)Z\dot{x}(s)ds-\int_{t-\bar{h}}^{t-h(t)}\dot{x}^T(s)Z\dot{x}(s)ds \\ & +2(x^T(t)N_1+x^T(t-h(t))N_2)\times(x(t)-x(t-h(t))-\int_{t-h(t)}^{t}\dot{x}(s)ds) \\ & +2(x^T(t)S_1+x^T(t-h(t))S_2)\times(x(t-h(t))-x(t-\bar{h}) \\ & -\int_{t-\bar{h}}^{t-h(t)}\dot{x}(s)ds+x^T(t)Qx(t)-(1-\mu)x^T(t-h(t))Qx(t-h(t)) \\ & +x^T(t)Wx(t)-x^T(t-\bar{h})Wx(t-\bar{h})\end{aligned} \tag{10}$$

eşitsizliği elde edilebilir. Aşağıdaki negatif olmayan terimlerin oluşturulmasında, tam kareye tamamlama işlemindeki yol izlenir.

$$\begin{aligned}0\le -\int_{t-h(t)}^{t}&(x^T(s)N_1+x^T(s-h(s))N_2+\dot{x}^T(s)Z^{-1}(N_1^Tx(s) \\ &+N_2^Tx(s)+N_2^Tx(s-h(s))+Z\dot{x}(s))ds \\ &+\bar{h}x^T(t)N_1Z^{-1}N_1^Tx(t)+2\bar{h}x^T(t)N_1Z^{-1}N_2^Tx(t-h(t)) \\ &+\bar{h}x^T(t-h(t))N_2Z^{-1}N_2^Tx(t-h(t))\end{aligned} \tag{11}$$

ve benzer şekilde,

$$\begin{aligned}0\le -\int_{t-\bar{h}}^{t-h(t)}&(x^T(s)S_1+x^T(s-h(s))S_2+\dot{x}^T(s)Z^{-1}(S_1^Tx(s) \\ &+S_2^Tx(s)+S_2^Tx(s-h(s))+Z\dot{x}(s))ds \\ &+\bar{h}x^T(t)S_1Z^{-1}S_1^Tx(t)+2\bar{h}x^T(t)S_1Z^{-1}S_2^Tx(t-h(t)) \\ &+\bar{h}x^T(t-h(t))S_2Z^{-1}S_2^Tx(t-h(t))\end{aligned} \tag{12}$$

eşitsizlikleri yazılabilir. Buradan (10) eşitsizliğinin (11) ve (12) ile düzenlenmesiyle,

$$\begin{aligned}\dot{V}(x(t),t) \le\ & 2x^T(t)PAx(t)+2x^T(t)PH_k x(t-h(t))+2x^T(t)PB_w w(t) \\ & +\bar{h}x^T(t)A^TZAx(t)+\bar{h}x^T(t)A^TZH_k x(t-h(t)) \\ & +\bar{h}x^T(t)A^TZB_w w(t)+\bar{h}x^T(t-h(t))H_k^TZAx(t) \\ & +\bar{h}x^T(t-h(t))H_k^TZH_k x(t-h(t))+\bar{h}x^T(t-h(t))H_k^TZB_w w(t) \\ & +\bar{h}w^T(t)B_w^TZAx(t)+\bar{h}w^T(t)B_w^TZH_k x(t-h(t)) \\ & +\bar{h}w^T(t)B_w^TZB_w w(t)+2x^T(t)N_1x(t)-2x^T(t)N_1(t)x(t) \\ & -2x^T(t)N_1x(t-h(t))+2x^T(t-h(t))N_2x(t) \\ & -2x^T(t-h(t))N_2x(t-h(t))+\bar{h}x^T(t)N_1Z^{-1}N_1^Tx(t) \\ & +2\bar{h}x^T(t)N_1Z^{-1}N_2^Tx(t-h(t))+\bar{h}x^T(t-h(t))N_2Z^{-1}N_2x(t-h(t)) \\ & +\bar{h}x^T(t)S_1Z^{-1}S_1^Tx(t)+2\bar{h}x^T(t)S_1Z^{-1}S_2^Tx(t-h(t)) \\ & +\bar{h}x^T(t-h(t))S_2Z^{-1}S_2^Tx(t-h(t))+x^T(t)Q(t) \\ & -(1-\mu)x^T(t-h(t))Qx(t-h(t))+2x^T(t)S_1x(t-h(t)) \\ & -2x^T(t)S_1x(t-\bar{h})+2x^T(t-h(t))S_2x(t-h(t)) \\ & -2x^T(t-h(t))S_2x(t-\bar{h})+x^T(t)Wx(t)-x^T(t-\bar{h})Wx(t-\bar{h})\end{aligned} \tag{13}$$

seçilen Lyapunov-Krakovskii aday fonksiyonelinin türevi elde edilir. Genişletilmiş durum vektörü $\hat{\chi}^T:=[x^T(t)\ x^T(t-h(t))\ x^T(t-\bar{h})\ w^T(t)]$ olarak tanımlanabilir. Eğer $\hat{\Omega}<0$ sağlanırsa, $\dot{V}(x(t),t)+z^T(t)z(t)-\gamma^2 w^T(t)w(t)\le\hat{\chi}^T(t)\hat{\Omega}\hat{\chi}(t)$ olur.

Buradan $\hat{\Omega}$,

$$\hat{\Omega}:=\begin{bmatrix}\hat{\Omega}_{11} & \hat{\Omega}_{12} & -S_1 & \hat{\Omega}_{14}\\ * & \hat{\Omega}_{22} & -S_2 & \hat{\Omega}_{24}\\ * & * & -W & 0\\ * & * & * & \hat{\Omega}_{44}\end{bmatrix} \tag{14}$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada,

$$\begin{aligned}&\hat{\Omega}_{11}=PA+A^TP+\bar{h}A^TZA+N_1+N_1^T+\bar{h}N_1Z^{-1}N_1^T+\bar{h}S_1Z^{-1}S_1^T+Q+W\\ &+\bar{C}^T\bar{C},\ \hat{\Omega}_{12}=PH_k+\bar{h}A^TZH_k-N_1+\bar{h}N_1Z^{-1}N_2^T+N_2^T+S_1+\bar{h}S_1Z^{-1}S_2,\\ &\hat{\Omega}_{14}=\bar{h}A^TZB_w+PB_w,\ \hat{\Omega}_{22}=\bar{h}H_k^TZH_k-N_2-N_2^T+\bar{h}N_2Z^{-1}N_2^T+\\ &\bar{h}S_2Z^{-1}S_2^T-(1-\mu)Q+S_2+S_2^T,\ \hat{\Omega}_{24}=\bar{h}H_k^TZB_w,\ \hat{\Omega}_{44}=B_w^TZB_w-\gamma^2 I\end{aligned}$$

şeklindedir. $\forall t\ge 0$ için $w(t)\equiv 0$ olduğunda, $\dot{V}(x(t),t)<0$, (5) sisteminin küresel asimptotik olarak kararlı olduğunu garanti eder. Ayrıca, $\dot{V}(x(t),t)+z^T(t)z(t)-\gamma^2 w^T(t)w(t)\le 0$ her iki taraftan 0'dan sonsuza kadar entegre edilirse;

$$\lim_{t\to\infty}V(x(t),t)-V(x(0),0)+\int_0^\infty z^T(t)z(t)dt-\gamma^2\int_0^\infty w^T(t)w(t)dt<0$$

elde edilir.

Burada, $V(x(0),0)=0$ ve $\lim_{t\to\infty}V(x(t),t)>0$ olduğu için, $\int_0^\infty z^T(t)z(t)dt-\gamma^2\int_0^\infty w^T(t)w(t)dt<0$ ifadesi geçerlidir ve bu $\|z\|_2<\gamma\|w\|_2\ \ \forall w(t)\in L_2[0,\infty)$ anlamına gelir. Sonuç olarak, Schur

tümleyenin [6], (14)'e uygulanmasıyla, (6)'da verilen LME elde edilir. Bu şekilde ispat sonlandırılmış olur. □

(5) Sisteminde $H_k$'nın, $B_h K$ ile $\overline{C}$'ın $C+DK$ ile yer değiştirmesiyle (4) kapalı-çevrim sistemi elde edilir. $\overline{L}=KX$ olarak tanımlanması ve Yardımcı Teorem 3.1'in genişletilmesiyle $u(t)=Kx(t)$ formunda durum geri-beslemeli $H_\infty$ denetleyici sentezini veren Teorem 3.1 aşağıdaki gibi elde edilebilir.

**Teorem 3.1** $\bar{h}$, $\mu$ ve $\gamma$ gibi pozitif skaler sabitleri verilmiş olsun. Aşağıdaki matris eşitsizliklerini sağlayan, simetrik pozitif tanımlı $X$, $\overline{Q}$, $\overline{W}$, $\overline{Z}$, $T$ matrisleri ve uygun boyutlu $\overline{N}_1$, $\overline{N}_2$, $\overline{S}_1$, $\overline{S}_2$, $\overline{L}$ matrisleri varsa, (4) kapalı-çevrim sistemi, $u(t)=\overline{L}X^{-1}x(t)$ denetim kuralı altında (2)'yi sağlayan herhangi bir zamanla değişen $h(t)$ zaman gecikmesi değeri için, $\gamma$ gibi bir bozucu azaltma seviyesi ile küresel asimptotik kararlı olur.

$$\Xi:=\begin{bmatrix}
\Xi_{11} & \Xi_{12} & -\overline{S}_1 & B_w & 0 & \bar{h}\overline{N}_1 & \bar{h}\overline{S}_1 & \Xi_{18} & 0 & XC^T+\overline{L}^TD^T\\
* & \Xi_{22} & -\overline{S}_1 & 0 & 0 & \bar{h}\overline{N}_2 & \bar{h}\overline{S}_2 & \Xi_{28} & 0 & 0\\
* & * & -\overline{W} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
* & * & * & -\gamma^2 I & 0 & 0 & 0 & \bar{h}B_w^T & 0 & 0\\
* & * & * & * & -\bar{h}\overline{Z} & 0 & 0 & 0 & \overline{Z} & 0\\
* & * & * & * & * & -\overline{Z} & 0 & 0 & 0 & 0\\
* & * & * & * & * & * & -\overline{Z} & 0 & 0 & 0\\
* & * & * & * & * & * & * & -T & 0 & 0\\
* & * & * & * & * & * & * & * & -XT^{-1}X & 0\\
* & * & * & * & * & * & * & * & * & -I
\end{bmatrix}<0 \qquad (15)$$

Burada,

$\Xi_{11}=AX+XA^T+\overline{N}_1+\overline{N}_1^T+\overline{Q}+\overline{W}$, $\Xi_{12}=B_h\overline{L}-\overline{N}_1+\overline{N}_2^T+\overline{S}_1$
$\Xi_{18}=\bar{h}XA^T$, $\Xi_{22}=-(1-\mu)\overline{Q}+\overline{S}_2+\overline{S}_2^T-\overline{N}_2-\overline{N}_2^T$, $\Xi_{28}=\bar{h}\overline{L}^TB_h^T$
olmak üzere üzere, $\gamma$, $\forall t\ge 0$ için $w(t)$'den $z(t)$'ye kapalı-çevrim sistemin $H_\infty$ normunun üst sınırıdır ve $u(t)=\overline{L}X^{-1}x(t)$, $H_\infty$ denetleyicinin $\gamma$ ile ilişkili denetim kuralıdır.

**İspat:** Schur tümleyenin (14) matris eşitsizliğine uygulanmasıyla $\hat{\Omega}<0$ eşdeğer olarak,

$$\tilde{\Omega}:=\begin{bmatrix}
\tilde{\Omega}_{11} & \tilde{\Omega}_{12} & -S_1 & PB_w & \bar{h}A^TZ & \bar{h}N_1 & \bar{h}S_1 & C^T+K^TD^T\\
* & \tilde{\Omega}_{22} & -S_2 & 0 & \bar{h}K^TB_h^TZ & \bar{h}N_2 & \bar{h}S_2 & 0\\
* & * & -W & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
* & * & * & -\gamma^2 I & \bar{h}B_w^TZ & 0 & 0 & 0\\
* & * & * & * & \bar{h}Z & 0 & 0 & 0\\
* & * & * & * & * & -Z & 0 & 0\\
* & * & * & * & * & * & -Z & 0\\
* & * & * & * & * & * & * & -I
\end{bmatrix}<0 \qquad (16)$$

şeklinde yazılabilir. Burada,

$\hat{\Omega}_{11}:=PA+A^TP+N_1+N_1^T+Q+W$, $\hat{\Omega}_{12}:=PB_hK-N_1+N_2^T+S_1$
$\hat{\Omega}_{22}:=-(1-\mu)Q+S_2+S_2^T-N_2-N_2^T$
şeklinde ifade edilebilir. (16) Eşitsizliği $X:=P^{-1}$ olmak üzere sağından ve solundan $\mathrm{diag}\{X,X,X,I,X,X,X,I\}$ ile çarpılması durumunda ve $\overline{N}_1:=XN_1X$, $\overline{N}_2:=XN_2X$, $\overline{S}_1:=XS_1X$, $\overline{S}_2:=XS_2X$, $\overline{W}:=XWX$, $\overline{Z}:=XZX$, $\overline{Q}:=XQX$ benzerlik dönüşümlerinin yapılmasıyla,

$$\hat{\Phi}:=\begin{bmatrix}
\hat{\Phi}_{11} & \hat{\Phi}_{12} & -\overline{S}_1 & B_w & \bar{h}XA^TX^{-1}\overline{Z} & \bar{h}\overline{N}_1 & \bar{h}\overline{S}_1 & XC^T+XK^TD^T\\
* & \hat{\Phi}_{22} & -\overline{S}_2 & 0 & \bar{h}XK^TB_h^TX^{-1}\overline{Z} & \bar{h}\overline{N}_2 & \bar{h}\overline{S}_2 & 0\\
* & * & -\overline{W} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
* & * & * & -\gamma^2 I & \bar{h}B_w^TX^{-1}\overline{Z} & 0 & 0 & 0\\
* & * & * & * & -\bar{h}\overline{Z} & 0 & 0 & 0\\
* & * & * & * & * & -\overline{Z} & 0 & 0\\
* & * & * & * & * & * & -\overline{Z} & 0\\
* & * & * & * & * & * & * & -I
\end{bmatrix}<0 \qquad (17)$$

eşitsizliği elde edilir. Burada,

$\hat{\Phi}_{11}:=AX+XA^T+\overline{N}_1+\overline{N}_1^T+\overline{Q}+\overline{W}$, $\hat{\Phi}_{12}:=B_hKX-\overline{N}_1+\overline{N}_2^T+\overline{S}_1$, $\hat{\Phi}_{22}:=-(1-\mu)\overline{Q}+\overline{S}_2+\overline{S}_2^T-\overline{N}_2-\overline{N}_2^T$
şeklinde ifade edilebilir. $\hat{\Phi}$, bileşenlerine ayrıştırılarak $\hat{\Phi}=\hat{\Phi}_0+\hat{\Phi}_1+\hat{\Phi}_1^T$ ifadesi elde edilir. Burada,

$$\hat{\Phi}_0:=\begin{bmatrix}
\hat{\Phi}_{11} & \hat{\Phi}_{12} & -\overline{S}_1 & B_w & 0 & \bar{h}\overline{N}_1 & \bar{h}\overline{S}_1 & XC^T+XK^TD^T\\
* & \hat{\Phi}_{22} & -\overline{S}_2 & 0 & 0 & \bar{h}\overline{N}_2 & \bar{h}\overline{S}_2 & 0\\
* & * & -\overline{W} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
* & * & * & -\gamma^2 I & 0 & 0 & 0 & 0\\
* & * & * & * & -\bar{h}\overline{Z} & 0 & 0 & 0\\
* & * & * & * & * & -\overline{Z} & 0 & 0\\
* & * & * & * & * & * & -\overline{Z} & 0\\
* & * & * & * & * & * & * & -I
\end{bmatrix}$$

ve

$$\hat{\Phi}_1:=\begin{bmatrix}
0 & 0 & 0 & 0 & \bar{h}XA^TX^{-1}\overline{Z} & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & \bar{h}XK^TB_h^TX^{-1}\overline{Z} & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & \bar{h}B_w^TX^{-1}\overline{Z} & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
\end{bmatrix}.$$

şeklinde ifade edilebilir. Açıktır ki, $\hat{\Phi}_1$, $\hat{\Phi}_1=\Pi_1^TX^{-1}\Pi_2$ olarak yazılabilir. Burada, $\Pi_1=[\bar{h}AX\ \ \bar{h}B_hKX\ \ 0\ \ \bar{h}B_w\ \ 0\ 0\ 0\ 0]$,

$\Pi_2=[0\ 0\ 0\ 0\ \overline{Z}\ 0\ 0\ 0]$ dır. Bunun yanında $T$ gibi herhangi bir pozitif tanımlı simetrik matris için $\Pi_1^TX^{-1}\Pi_2+(\Pi_1^TX^{-1}\Pi_2)^T\le\Pi_1^TT^{-1}\Pi_1+\Pi_2^T(XT^{-1}X)^{-1}\Pi_2$ eşitsizliği geçerlidir. Bundan dolayı, $\hat{\Phi}_0+\Pi_1^TT^{-1}\Pi_1+\Pi_2^T(XT^{-1}X)^{-1}\Pi_2<0$ ifadesi $\hat{\Phi}<0$ şeklinde belirtilir. Daha sonar Schur tümleyeni ile $\hat{\Phi}_0+\Pi_1^TT^{-1}\Pi_1+\Pi_2^T(XT^{-1}X)^{-1}\Pi_2<0$ ifadesinden, ve $\overline{L}:=KX$ olarak tanımlanması

ile (15)'de verilen matris eşitsizliği şartları elde edilir. Teorem 3.1'in ışığında, tüm $t \geq 0$ için, $w(t)$'den $z(t)$'ye en küçük $H_\infty$ normunu elde etmek amacıyla, $X$, $\overline{Q}$, $\overline{W}$, $\overline{Z}$, $T$ simetrik pozitif tanımlı matrisleri ve uygun boyutlu $\overline{N}_1$, $\overline{N}_2$, $\overline{S}_1$, $\overline{S}_2$, $\overline{L}$ matrisleri ve pozitif skaler $\gamma$ için aşağıdaki doğrusal olmayan en iyileştirme problemi çözülebilir.

$$\begin{aligned} &\min \gamma \\ &\text{kosul}: (15) \end{aligned}$$

Eğer yukarıdaki en iyileştirme probleminin çözümü varsa, verilen problem için alt en iyi denetleyici $u(t) = \overline{L}X^{-1}x(t)$ denetim kuralı tarafından oluşturulabileceği söylenebilir. (15)'deki matris eşitsizliği şartları, doğrusal olmayan $-XT^{-1}X$ teriminden dolayı doğrusal matris eşitsizliği formunda değildir. Bu nedenle, yukarıdaki en iyileştirme problemi için bir küresel en küçük değerini dışbükey en iyileştirme problemi çözümünde kullanılan yöntemlerle bulamayız. Buna karşın konik tamamlayıcı yöntem ile dışbükey bir en iyileştirme algoritması ile problem için alt en iyi denetleyici elde edilebilir. İlk olarak $R = R^T > 0$ gibi yeni bir değişken $R \leq XT^{-1}X$ şartıyla tanımlanır ve (15)'deki kısıtlar aşağıdaki eşitsizliklerle yer değiştirilir.

$$\Xi := \begin{bmatrix} \overline{\Xi}_{11} & \overline{\Xi}_{12} & -\overline{S}_1 & B_w & 0 & \overline{h}\overline{N}_1 & \overline{h}\overline{S}_1 & \Xi_{18} & 0 & XC^T + \overline{L}^T D^T \\ * & \overline{\Xi}_{22} & -\overline{S}_1 & 0 & 0 & \overline{h}\overline{N}_2 & \overline{h}\overline{S}_2 & \Xi_{28} & 0 & 0 \\ * & * & -\overline{W} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & -\gamma^2 I & 0 & 0 & 0 & \overline{h}B_w^T & 0 & 0 \\ * & * & * & * & -\overline{h}\overline{Z} & 0 & 0 & 0 & \overline{Z} & 0 \\ * & * & * & * & * & -\overline{Z} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & * & -\overline{Z} & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & * & * & -T & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & * & * & * & -R & 0 \\ * & * & * & * & * & * & * & * & * & -I \end{bmatrix} < 0 \tag{18}$$

$$\overline{\Xi}_{11} = AX + XA^T + \overline{N}_1 + \overline{N}_1^T + \overline{Q} + \overline{W},\ \overline{\Xi}_{12} = B_h\overline{L} - \overline{N}_1 + \overline{N}_2^T + \overline{S}_1,$$
$$\overline{\Xi}_{18} = \overline{h}XA^T,\ \overline{\Xi}_{22} = -(1-\mu)\overline{Q} + \overline{S}_2 + \overline{S}_2^T - \overline{N}_2 - \overline{N}_2^T,\ \overline{\Xi}_{28} = \overline{h}\overline{L}^T B_h^T$$
$$\begin{bmatrix} \overline{R} & \overline{X} \\ \overline{X} & \overline{T} \end{bmatrix} \geq 0, \begin{bmatrix} \overline{R} & I \\ I & R \end{bmatrix} \geq 0, \begin{bmatrix} \overline{X} & I \\ I & X \end{bmatrix} \geq 0, \begin{bmatrix} \overline{T} & I \\ I & T \end{bmatrix} \geq 0 \tag{19}$$

Buradan, $R^{-1} - X^{-1}TX^{-1} \geq 0$ eşitsizliği elde edilebilir ve Schur tümleyeni ile $\overline{R} := \overline{R}^{-1}$, $\overline{X} := X^{-1}$, $\overline{T} := T^{-1}$ tanımlamaları (19)'daki eşitsizliklerin elde edilmesini sağlar.

Doyumlu eyleyiciler, LMI kısıtları şeklinde doğrudan denetim sinyali üzerinden matematiksel olarak elde edilebilir. Uygulanabilir bir kısıt içeren denetim sinyali verilen $u_{max}$ sınırı ile $\|u\|_2 \leq u_{max}$ olarak ifade edilebilir. Daha sonra, Euclid normu $\|u\|_2 \leq u_{max} \Leftrightarrow \sqrt{u^T u} \leq u_{max} \Leftrightarrow u^T u \leq u_{max}^2$, şeklinde tanımlanır. $u(t) = Kx(t)$ ve $\overline{L} := KX$ olduğundan,

$$\frac{x^T(t)X^{-1}\overline{L}^T\overline{L}X^{-1}x(t)}{u_{max}^2} \leq 1 \tag{20}$$

eşitsizliği elde edilebilir. Eğer $\Xi_P = \{x \mid x^T(t)Px(t) \leq 1\}$ şeklinde bir elipsoid tanımlanırsa, (20) eşitsizliği

$$x(t) \in \Xi_{\frac{X^{-1}\overline{L}^T\overline{L}X^{-1}}{u_{max}^2}}$$

olarak yazılabilir. Buradan sınırlandırılmış kontrol kuvvetini elde etmek için

$$\Xi_P = \Xi_{X^{-1}} \subseteq \Xi_{\frac{X^{-1}\overline{L}^T\overline{L}X^{-1}}{u_{max}^2}}$$

tanımlamasına ihtiyaç vardır ve buradan

$$X^{-1} \geq \frac{X^{-1}\overline{L}^T\overline{L}X^{-1}}{u_{max}^2} \tag{21}$$

eşitsizliği elde edilir. Congruence dönüşümü ile (21) eşitsizliği önünden ve arkasından $X$ ile çarpılırsa

$$X \geq \frac{\overline{L}^T\overline{L}}{u_{max}^2}$$

ifadesi elde edili ve bu da Schur tümleyen ile denetim kuvvetini sınırlayan aşağıdaki matris eşitsizliği ifadesini yazılmasını sağlar.

$$\begin{bmatrix} X & \overline{L}^T \\ \overline{L} & u_{max}^2 I \end{bmatrix} \geq 0 \tag{22}$$

Bu eşitsizliğin çok amaçlı denetim problemine dahil edilmesiyle, fiziksel sistemin doyumlu eyleyiciye sahip olması sağlanır.

Denetim sistemine normu sınırlı parametre belirsizliği yapısının eklenmesi ve dayanıklı denetleyici tasarımı ise aşağıdaki gibi gerçekleştirilir. Eyleyici gecikmesine sahip belirsizlik içeren bir sistemin durum-uzay modeli,

$$\begin{aligned} &\dot{x}(t) = (A + \Delta A)x(t) + B_h u(t - h(t)) + B_w w(t) \\ &z(t) = Cx(t) + Du(t), \quad x(t) = 0, \ t \in [-\overline{h}, 0] \end{aligned} \tag{23}$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada, $\Delta A$ zamanla değişen parametre belirsizliği matrisini göstermektedir. Çalışmada, parametre belirsizliği,

$$\Delta A = GF(t)E_A \tag{24}$$

biçiminde normu sınırlı belirsizlik yapısında oluşturulmuştur. Burada, G ve $E_A$ bilinen, sabit, gerçek matrisleri ve $F(t)$ her $t \geq 0$ için $F^T(t)F(t) \leq I$'yi sağlayan, Lebesque ölçülebilir sınırlı bilinmeyen matris fonksiyonunu göstermektedir.

Aşağıdaki teorem zamanla değişen eyleyici gecikmesine sahip, belirsizlik içeren, (23) sistemi için yeter kararlılık ve performans koşullarını sunmaktadır.

**Teorem 3.2**: $\bar{h}$, $\mu$ ve $\gamma$ gibi pozitif skaler sabitleri verilmiş olsun. Aşağıdaki matris eşitsizliklerini sağlayan, simetrik pozitif tanımlı $X$, $\bar{Q}$, $\bar{W}$, $\bar{Z}$, $T$ matrisleri ve uygun boyutlu $\bar{N}_1$, $\bar{N}_2$, $\bar{S}_1$, $\bar{S}_2$, $\bar{L}$, matrisleri varsa, ve $\varepsilon > 0$ olmak üzere, (23) sistemi, durum geri-beslemeli $u(t) = \bar{L}X^{-1}x(t)$ denetim kuralı altında (2)'yi sağlayan herhangi bir zamanla değişen $h(t)$ zaman gecikmesi değeri için, dayanıklı olarak küresel asimptotik kararlı olur.

$$\hat{\Psi} =: \begin{bmatrix} \hat{\Psi}_{11} & \hat{\Psi}_{12} & -\bar{S}_1 & B_w & 0 & \bar{h}\bar{N}_1 & \bar{h}\bar{S}_1 & \hat{\Psi}_{18} & 0 & XC^T + \bar{L}^T D^T & \hat{\Psi}_{111} \\ * & \hat{\Psi}_{22} & -\bar{S}_1 & 0 & 0 & \bar{h}\bar{N}_2 & \bar{h}\bar{S}_2 & \hat{\Psi}_{28} & 0 & 0 & 0 \\ * & * & -\bar{W} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & -\gamma^2 I & 0 & 0 & 0 & \bar{h}B_w^T & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & -\bar{h}\bar{Z} & 0 & 0 & 0 & \bar{Z} & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & -\bar{Z} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & * & -\bar{Z} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & * & * & \hat{\Psi}_{88} & 0 & 0 & \hat{\Psi}_{811} \\ * & * & * & * & * & * & * & * & -XT^{-1}X & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & * & * & * & * & -I & 0 \\ * & * & * & * & * & * & * & * & * & * & -\varepsilon I \end{bmatrix} < 0 \quad (25)$$

$$\begin{bmatrix} X & \bar{L}^T \\ \bar{L} & u_{max}^2 I \end{bmatrix} \geq 0 \quad (26)$$

Burada,

$$\hat{\Psi}_{11} = AX + XA^T + \bar{N}_1 + \bar{N}_1^T + \bar{Q} + \bar{W} + \varepsilon GG^T,$$
$$\hat{\Psi}_{18} = \varepsilon GG^T + \bar{h}XA^T, \hat{\Psi}_{88} = \varepsilon GG^T - T, \hat{\Psi}_{111} = XE_A^T,$$
$$\hat{\Psi}_{811} = XE_A^T$$

olmak üzere, $\gamma$, $\forall t \geq 0$ için $w(t)$'den $z(t)$'ye kapalı-çevrim sistemin $H_\infty$ normunun üst sınırıdır ve $u(t) = \bar{L}X^{-1}x(t)$, $H_\infty$ denetleyicinin $\gamma$ ile ilişkili denetim kuralıdır.

**İspat: Yardımcı Teorem 3.2:** [3] Verilen uygun boyutlu $\bar{\Gamma} = \bar{\Gamma}^T$, $J$ ve $H$ matrisleri için

$$\bar{\Gamma} + JF(t)H + H^T F^T(t)J^T < 0 \quad (27)$$

geçerlidir ve $F(t)$, $F^T(t)F(t) \leq I$ şartını sağlayan gerçek bir matris fonksiyonu olmak üzere ancak ve ancak $\varepsilon > 0$ gibi bir skaler varsa,

$$\bar{\Gamma} + \varepsilon^{-1}JJ^T + \varepsilon H^T H < 0 \quad (28)$$

eşitsizliği geçerlidir. Buradan hareketle $A$, $A = A + \Delta A$ olarak değiştirilir ve

$$J^T := [G^T \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ G^T \ 0 \ 0],$$

$$H := [E_A X \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

ifadelerinin tanımlanmasıyla (15)'in yerine $\Xi + JF(t)H + H^T F^T(t)J^T < 0$ koşulları elde edilir. $F^T(t)F(t) < I$ için $\Xi + JF(t)H + H^T F^T(t)J^T < 0$ geçerlidir ve eğer $\varepsilon > 0$ mevcut ise, $\Xi + \varepsilon^{-1}JJ^T + \varepsilon H^T H < 0$ dır. Bunun sonucu olarak, Schur tümleyen ile ispatı sonlandıran (25) matris eşitsizliği şartlarının oluşturulması sağlanır. □

Teorem 3.2'nin ışığında, tüm $t \geq 0$ için, $w(t)$'den $z(t)$'ye en küçük $H_\infty$ normunu elde etmek amacıyla, $X$, $\bar{Q}$, $\bar{W}$, $\bar{Z}$, $T$ matrisleri ve uygun boyutlu $\bar{N}_1$, $\bar{N}_2$, $\bar{S}_1$, $\bar{S}_2$, $\bar{L}$, matrisleri varsa, ve pozitif skaler $\gamma$ için aşağıdaki doğrusal olmayan en iyileştirme problemi çözülebilir.

$$\min \gamma$$
$$\text{kosullar} : (25), (26)$$

(25) Eşitsizliğindeki doğrusal olmayan $-XT^{-1}X$ terimi nedeniyle yukarıda tanımlanan en iyileştirme problemi için bir küresel en küçük değerine, konik tamamlayıcı algoritması kullanılarak ulaşılabilir. (25) Matris eşitsizliğinde $-XT^{-1}X < 0$ teriminin, $R = R^T > 0$ olmak üzere, $R \leq XT^{-1}X$ şartının sağlanması durumu için $-R < 0$ ile yer değiştirilmesi ve buradan hareketle (23)'de verilen sisteminin en küçük $H_\infty$ normunu bulmak için,

$$\min \ iz\,(\bar{R}R + \bar{X}X + \bar{T}T)$$
$$\text{kosullar} : (19), (25), (26)$$

doğrusallaştırılmış en iyileştirme problemi kullanılabilir. Sonuç olarak, $\gamma_0$ gibi en küçük $H_\infty$ kazancını, $\bar{p}_0$ gibi en üst parametre belirsizliği sınırını ve $\bar{h}_0$ gibi en büyük kabul edilebilir gecikme zamanı sınırını sağlayan alt en iyi denetleyici kazancına aşağıdaki konik tamamlayıcı algoritmasının çözülmesiyle ulaşılabilinir [7].

**Algoritma:**

**1.** $k$=0 yap ve (19), (25), (26)'daki LMI sağlayan $\{\bar{X}_0, X_0, \bar{R}_0, R_0, \bar{T}_0, T_0\}$ gibi uygun bir

çözüm kümesini; yeterince küçük $\bar{h}$, $\bar{p}$ ve büyük bir $\gamma$ başlangıç değerleri için tara.

**2.** $\{\overline{X}, X, \overline{R}, R, \overline{T}, T\}$ değişkenleri için aşağıdaki LMI en iyileştirme problemini çöz

$$\min \; iz\,(\overline{R}_k R + \overline{X}_k X + \overline{T}_k T + \overline{R} R_k + \overline{X} X_k + \overline{T} T_k)$$
$$\text{kosullar}\,(19),(25),(26)$$

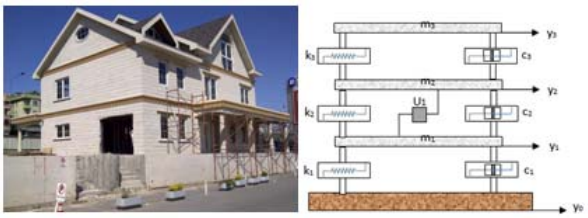
ve $\overline{X}_{k+1} := \overline{X}$, $X_{k+1} := X$, $\overline{R}_{k+1} := \overline{R}$, $R_{k+1} := R$, $\overline{T}_{k+1} := \overline{T}$, $T_{k+1} := T$ atamalarını gerçekleştir.

**3.** Eğer $R \le XT^{-1}X$ kısıtı yukarıdaki çözüm kümesi için uygunsa, o halde $\gamma_0 = \gamma$, $\bar{h}_0 = \bar{h}$, $\bar{p}_0 = \bar{p}$ için $\bar{h}$, $\bar{p}$ bir miktar arttırıldıktan ve $\gamma$ bir miktar azaltıldıktan ve sonra birinci adıma geri dön. Aksi taktirde küme $k = k+1$ olarak al ikinci adıma git ve en iyileştirme işlemine gerekli iterasyon sayısı kadar, veya $R \le XT^{-1}X$ şartını sağlayıncaya kadar devam et. Eğer çözüm yoksa algoritmadan çık.

Bu algoritma ile uygun bir çözüm kümesi bulunabilirse, eyleyici doyumlu alt en iyi durum geri-beslemeli dayanıklı $H_\infty$ denetleyici $u(t) = \overline{L}X^{-1}x(t)$ formunda elde edilebilir.

## 4. BENZETİM ÇALIŞMASI

Önerilen denetleyicinin etkinliğini göstermek için, Şekil 1'de gösterilen üç katlı yapısal sistem modellenmiştir [8]. Modellenen yapısal sistem, İstanbul Pendik'te Hekim Holding A.Ş.'ye ait çelik konstrüksiyon olarak inşa edilmiş bir yapıdır.




Şekil 1: Yapısal sistemin fiziksel modeli.

Depremlerin yıkıcı etkileri genelde yatay titreşimlerin bir sonucu olarak ortaya çıktığından, serbestlik derecesi sadece bu yönde hesaba katılmıştır. Çalışmada aktif denetim birinci kata aktif gergi sistemi (AGS) şeklinde uygulanmıştır. Eyleyici gecikmeli bozucu bir dış etki altındaki yapısal sistemin hareket denklemi,

$$M_s\ddot{y}(t) + C_s\dot{y}(t) + K_s y(t) = Fu(t-h) + Ew(t) \qquad (29)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada $y(t) = [y_1(t)\; y_2(t)\; y_3(t)]^T$ katların yatay yer değiştirmelerini gösteren durum vektörünü, $u(t-h)$ zaman gecikmeli denetim kuvvetini, $F \in \Re^{n \times m_u}$ denetleyicinin yerleştirildiği yeri $w(t) \in L_2$ sisteme uygulanan bozucu girişi, $E \in \Re^{m_w}$ bozucuların ağırlık matrisini ve $M_s, C_s, K_s \in \Re^{n \times n}$ matrisleri ise sırasıyla yapısal sistemin kat kütle, sönüm ve rijitlik matrislerini göstermektedir. Her bir katın kütle değerleri; $m_1$=56000 kg, $m_2$=34000 kg, $m_3$=23000 kg, sönüm değerleri; $c_1$=29818 Ns/m, $c_2$=17890 Ns/m, $c_3$= 11928 Ns/m ve rijitlik değerleri; $k_1$=1602000 N/m, $k_2$=960000 N/m, $k_3$=640000 N/m olarak tespit edilmiştir. $x(t) = [y(t)^T\; \dot{y}(t)^T]^T$ ifadesi kullanılarak (29)'da tanımlanan yapısal sistemin hareket denklemleri aşağıdaki durum-uzay formuna getirilebilir.

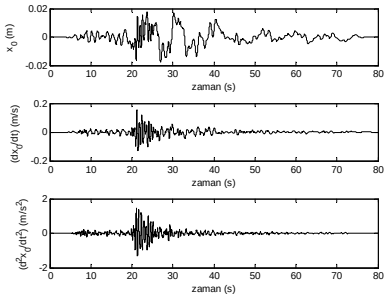
$$\dot{x}(t) = Ax(t) + B_h u(t-h) + B_w w(t) \qquad (30)$$

Burada,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M_s^{-1}K_s & -M_s^{-1}C_s \end{bmatrix},\; B_h = \begin{bmatrix} 0 \\ M_s^{-1}F \end{bmatrix},\; B_w = \begin{bmatrix} 0 \\ M_s^{-1}E \end{bmatrix}$$

$$B_w = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & k_1/m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_1/m_1 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T,\; B_h = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -1/m_1 & 1/m_2 & 0 \end{bmatrix}^T$$

şeklindedir. Denetleyici tasarımları Matlab paket programı altında YALMIP arayüzü üzerinde kodlanarak Sedumi çözücüsü ile gerçekleştirilmiştir [9,10]. Yapıya buzucu giriş olarak Şekil 2'de gösterilen 1995 Kobe Depremi yer hareketi uygulanmıştır [11,12].




Şekil 2: 1995 Kobe Depremi yer hareketi.

Benzetim çalışmasında ilk olarak eyleyici gecikmesi olayının sistemin kapalı-çevrim kararlılığı üzerindeki olumsuz etkilerinin gösterilmesi amacıyla denetim kuvvetinin gecikmeye bağlı olarak hesaplanmadığı bilinen durum geri-beslemeli $H_\infty$ denetleyici tasarımı gerçekleştirilmiştir. Kobe depremi etkisindeki yapısal sistemin bilinen durum geri-beslemeli $H_\infty$ denetleyici ile oldukça iyi sönüm performansı göstermesine karşın, denetleyici sinyalinin çıkışına 0.0215 saniyelik bir eyleyici gecikmesi verilmesi

durumunda kapalı-çevrim sistem kararlılığını kaybettiği gözlemlenmiştir. Çizelge 1'de yapısal sistemin denetimli ve denetimsiz zaman cevapları eyleyici gecikmeli ve eyleyici gecikmesiz durum için verilmiştir. Bilinen durum geri-beslemeli $H_\infty$ denetleyicinin sentez denklemlerine [6] referansından ulaşılabilinir. Tasarım sonucu durum geri-beslemeli $H_\infty$ denetleyici için elde edilen denetleyici kazancı aşağıdaki gibidir.

$$\mathrm{K} = 10^8 \times [1.0036\ \ 0.2565\ \ -0.3742\ \ 0.0162\ \ -0.0136\ \ -0.1207]$$

Çizelge 1: 1995 Katların (tepeden-tepeye) eyleyici gecikmeli ve gecikmesiz olması durumuna göre denetimli ve denetimsiz zaman cevapları.

| Kobe Depremi | Denetimsiz | Denetimli $\bar{h} = 0$ (s) | Denetimli $\bar{h} = 0.0215$ (s) |
|---|---|---|---|
| $x_1$ (m) | 0.0514 | 0.0182 | $1.8989\times10^{65}$ |
| $x_2$ (m) | 0.1069 | 0.0251 | $3.1213\times10^{65}$ |
| $x_3$ (m) | 0.1538 | 0.0322 | $3.2897\times10^{63}$ |
| $d^2x_1/dt^2$ (m/s$^2$) | 1.5744 | 0.8550 | $7.6040\times10^{68}$ |
| $d^2x_2/dt^2$ (m/s$^2$) | 1.0925 | 0.8447 | $7.2440\times10^{68}$ |
| $d^2x_3/dt^2$ (m/s$^2$) | 1.6874 | 0.8248 | $1.3359\times10^{67}$ |

Çizelge 1'den görüldüğü gibi, denetim kuvvetinin yapıya iletilmesi esnasında oluşacak çok küçük zaman gecikmeleri bile, denetim sisteminin kararlılığını kaybetmesine neden olmaktadır. Bunun nedeni eyleyici gecikmesinin sistemin dinamiğine dahil edilerek denetim kuvvetinin gecikmeye-bağlı olarak hesaplanmamasıdır. Bu sonuç, denetim kuvvetinin gecikmeye-bağlı olarak belirlendiği sistemin kararlılığı ve performansının garanti altında olduğu yeni bir denetleyici yapısının elde edilmesi gerekliliğini ortaya koymaktadır. Bu nedenle çalışmada yeni bir eyleyici doyumlu gecikmeye bağlı dayanıklı $H_\infty$ denetleyici sentez metodu geliştirilmiştir. Denetleyici tasarımında, sistemdeki belirsizliklerin yapısını gösteren matrisleri,

$$\mathrm{G} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\mathrm{M_s^{-1}K_s} & -\mathrm{M_s^{-1}C_s} \end{bmatrix}, \quad \mathrm{E_A} = \mathrm{I}, \quad \mathrm{F}(t) = \bar{p} f_i(t)\mathrm{I}$$

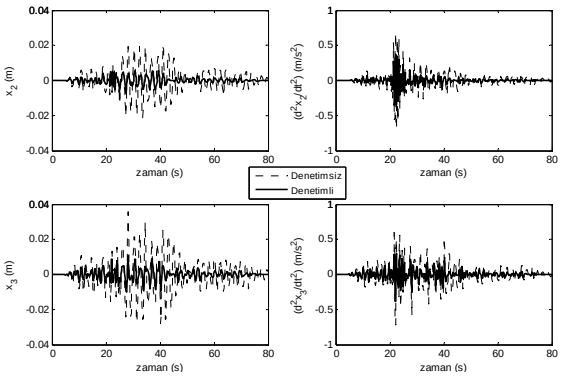
şeklinde seçilmiştir. Burada $\bar{p}$, kapalı-çevrim sistemin kararlılık sınırlarında sistemdeki parametre belirsizliğinin ulaşabileceği en üst belirsizlik sınırını gösteren değerdir. Denetleyici tasarımlarında tüm durumlar geri beslenmiştir. En büyük iterasyon sayısı $k_{max}$ = 300 olarak seçilmiştir. ±100000 N'luk eyleyici doyumu limiti için enerjisi sınırlı bozucuların bastırılmasına yönelik olarak alt en iyi denetleyici kazancına

$$\min \gamma$$
$$\text{kosullar} : (19), (25), (26)$$

en iyileştirme probleminin çözümünden ulaşılmıştır. Önerilen konik tamamlayıcı algoritması ile gecikme zamanının erişilebilir en üst sınırı $\bar{h}$'ın 0.12 saniye, en büyük parametre belirsizliği sınırının $\bar{p}$ % 29, en düşük bozucu bastırma seviyesi $\gamma$'nın 42.09 olduğu eşzamanlı olarak hesaplanmıştır. Kullanılan eyleyicinin sabit zaman gecikmeli ekipmanlardan oluşması nedeniyle $\mu = 0$ olarak alınmıştır. Bu sonuçlara 219 iterasyon sonucunda ulaşılmış ve alt-en iyi denetleyici

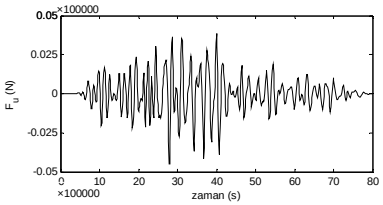
$$\mathrm{K} = \bar{\mathrm{L}}\mathrm{X}^{-1} = [0.3718\ \ 1.1882\ \ 0.4969\ \ -0.1628\ \ -0.6797\ \ -0.7176]$$

şeklinde elde edilmiştir. Şekil 3'de yapısal sistemin katlarının yer değiştirme ve ivmelerinin denetimsiz ve denetimli zaman cevapları gösterilmektedir. Çalışmada geliştirilen denetleyicinin, hem yer değiştirme hem de ivme cevaplarında oldukça iyi sönüm performansı göstererek katların titreşim genliklerini başarılı bir şekilde azalttığı görülmektedir. Burada denetim kuvvetinin sınırlandırılması ile titreşim genliklerinin en aza indirilmesi arasında bir ödünleşme yaşanmıştır.



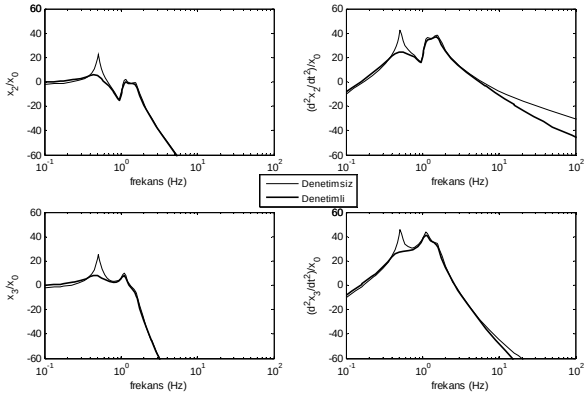

Şekil 3: 2.ve 3. katın yer değiştirme ve ivmelerinin denetimli ve denetimsiz zaman cevapları.

Şekil 4'de yapısal sisteme uygulanan eyleyici doyumlu denetim kuvveti gösterilmektedir. Burada, geliştirilen denetleyicinin, giriş doyum sınırı olan ±100000 N'luk denetim kuvveti genlik kısıtı içerisinde çalıştığı görülmektedir.




Şekil 4: 1995 Kobe depremi için denetim kuvvetindeki değişim.

Modellenen yapının frekans cevapları, denetimli ve denetimsiz olarak Şekil 5'de çizdirilmiştir. Yapısal sistem üç serbestlik derecesine sahip olduğundan; 0.4482, 0.9793 ve 1.3768 Hz. olmak üzere üç tane doğal frekansı vardır. Şekil 5'den de görüldüğü gibi önerilen dayanıklı gecikmeye bağlı denetleyici ile sismik zorlanma altındaki bir yapı için en yıkıcı mod olarak kabul edilen 1. mod etkin bir şekilde bastırılmıştır.




Şekil 5: 2. ve 3. katın yer değiştirme ve ivmelerinin denetimli ve denetimsiz frekans cevapları.

## 5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, doyumlu eyleyiciye sahip gecikmeye bağlı yeni bir dayanıklı $H_\infty$ denetleyici elde edilerek, kolayca gerçeklenebilir bir sentez metodu geliştirilmiştir. Konik tamamlayıcı algoritması kullanılarak, kapalı-çevrim sistemin yeterli kararlılık şartlarında, erişilebilir en üst eyleyici gecikmesi zamanı ve parametre belirsizliği sınırı ile en düşük bozucu bastırma seviyesi istenilen en düşük eyleyici doyumu limitinde eş zamanlı olarak belirlenmiştir. Yapılan benzetim çalışmasıyla, tasarımı gerçekleştirilen denetleyicinin sönüm performansı ve uygulanabilirliği gösterilmiştir. Benzetim çalışmaları, önerilen denetleyicinin titreşim genliklerinin azaltılmasında etkin olarak kullanılabileceğini ve kapalı-çevrim sistemin küresel asimptotik kararlılığının garanti altında olduğunu göstermiştir. Önerilen denetleyicinin diğer önemli avantajı ise ayar parametresi içermemesi ve istenilen eyleyici doyumu limitinde yüksek sönüm performansı göstermesidir.

**TEŞEKKÜR:** Bu çalışma 109M532 Nolu TÜBİTAK projesi ile desteklenmiştir. Katkılarından dolayı TÜBİTAK'a ve HEKİM HOLDİNG A.Ş.'ye teşekkür ederiz.

## 6. KAYNAKLAR

[1] Du, H., Zhang, N. and Naghdy, F., "Actuator saturation control of uncertain structures with input time delay", Journal of Sound and Vibration 330, 4399-4412, 2011.

[2] Gu, K., Kharitonov, V., Chen, J., "Stability of time delay systems", Birkhauser: Basel, Boston, 2003.

[3] Hu, T. and Lin, Z, "Control Systems with Actuator Saturation:Analysis and Design". Boston, MA: Birkhkauser, 2001.

[4] Petersen I. R., Hollot C. V., "A Riccati Equation Approach to the Stabilization of Uncertain Linear Systems", Automatica, 22(4), 397-411, 1986.

[5] Yazici H., Guclu R., Kucukdemiral I.B., Parlakci M.N.A., "Robust Delay-Dependent $H_\infty$ Control for Uncertain Structural Systems with Actuator Delay", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control 134(3),1-15, 2012.

[6] Boyd, S., Ghaoui, L.E., Feron, E., Balakrishnan, V., "Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory", Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, 1994.

[7] El Ghaoui, L., Qustry, F., Ait Rami, M., "A Cone Linearization Algorithm for Static Output-Feedback and Related Problems, IEEE Transactions on Automatic Control, 42(8), 1171-1176, 1997.

[8] Güçlü, R., "Yapısal Sistemlerin Farklı Bozucu Girişler Etkisi Altındaki Titreşimlerinin Analizi ve Aktif-Pasif Kontrolü", TÜBİTAK 1001, MAG Proje No: 109M523, 2010-2012.

[9] Löfberg, J., "Yalmip: A Toolbox for Modeling and Optimzation in MATLAB", Proceedings of the CACSD Conference, Taipei, Taiwan, 2004.

[10] Strum, J.F., "Using SeDuMi 1.02 a Matlab for Optimization Over Symmetric Cones", Optimization Methods and Software, 11(2), 625-653, 1999.

[11] Kasımzade, A.A., Structural Dynamics, Birsen Publication, Istanbul, Turkey, 2004.

[12] Yagiz, N., "Sliding Mode Control of a Multi-Degree-of-Freedom Structural System with Active Tuned Mass Damper", Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, 25, 651-657, 2001.

# DENİM ÜRETİCİLERİ İÇİN OTOMATİK KUMAŞ HATA DENETİM SİSTEMİ TASARIMI

H. İbrahim ÇELİK*, Mehmet TOPALBEKİROĞLU*, L. Canan DÜLGER**

* Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Tekstil Mühendisliği Bölümü 27310, GAZİANTEP
** Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü 27310, GAZİANTEP

hcelik@gantep.edu.tr, tbekir@gantep.edu.tr, dulger@gantep.edu.tr

## ÖZET

Denim kumaş üretimi Türkiye tekstil üretimi içerisinde önemli bir paya sahiptir. Denim işletmelerinde kumaş hata denetim işlemi kalite kontrol elemanları tarafından kumaşın gözle taranması ile gerçekleştirilmektedir. Bu işlem hem çok zaman almakta hem de çok yorucu olmaktadır. Ayrıca, kişinin dikkatine ve tecrübesine bağlı olarak hataların ancak %60'ı tespit edilebilmektedir. Bu çalışmada, denim kumaş hatalarının otomatik olarak tespit edilmesini sağlayacak bir sistem geliştirilmiştir. Sistem, kumaş hata denetim makinesi, CDD çizgi tarayıcı kamara, aydınlatma ünitesi, bilgisayar ve hata denetimi için geliştirilen yazılımdan oluşmaktadır. Kumaş, kalite kontrol makinesi üzerinde sarılırken, CCD kamera tarafından görüntüleri alınmakta ve görüntü işleme teknikleri kullanılarak analiz edilmektedir. Kumaş görüntülerindeki hatalı bölgeler tespit edilerek hata içeren görüntüler kayıt edilmektedir. Bu sistem ile denim kumaşların hata denetimlerinin daha kısa sürede ve daha az iş gücü ile yapılması amaçlanmaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** Görüntü işleme, denim kumaş, kalite kontrol, sistem tasarımı, kumaş hata denetimi

## DESIGN OF AN AUTOMATIC FABRIC DEFECT DETECTION SYSTEM FOR DENIM MANUFACTURERS

## ABSTRACT

Denim fabric production has an important share in textile production of Turkey. In denim firms, the fabric defect detection process is carried out via the quality control worker by scanning the fabric with eyes. This process is time consuming and tiring. Only 60% of the defects can be detected depending on the attention and experience of the worker. In this study, a system for denim fabric defect detection is developed. The system consists of fabric quality control machine, CCD line-scan camera, illumination unit, computer and software developed for defect inspection. While the fabric is wound on the quality control machine, the images are captured by CCD camera and analyzed by using image processing techniques. The defective areas of the fabric images are determined and images involving defect are saved. It is aimed that the defect detection of the denim fabric may be performed in less time and with less labor by using this system.

**Keywords:** Image processing, denim fabric, quality control, system design, fabric defect detection

## 1. GİRİŞ

Kumaşın beklenen performansını düşüren veya kumaştan yapılan bir üründe belirgin bir konumda ortaya çıktığında muhtemel bir alıcı tarafından kolaylıkla görülen ve kabul edilmeyen kusurlara '*kumaş hatası'* adı verilmektedir. Bu hatalar kumaşın dokunması sırasında mekanik nedenlerden veya kullanılan iplikten kaynaklı olarak oluşmaktadır. Kumaş dokuma işletmelerinde üretilen ham kumaşlar dokuma işlemi sonrasında kumaş kalite kontrol makinesi üzerinde incelenmektedir. Dokuma teknolojilerinde meydana gelen gelişmelere rağmen hala kumaş hataları önemli bir maliyet oluşturmaktadır. Tekstil dokuma işletmelerinde kumaş hataları tecrübeli kalite kontrol elemanları tarafından kontrol edilmektedir. Kalite kontrol makinesinden geçirilerek sarılan kumaş ışık altında kalite kontrol elemanı tarafından kontrol edilmektedir. Burada düzeltilebilecek hatalar cımbız ya da makas ile düzeltilmekte, düzeltilemeyecek hatalar kesilerek kumaş topundan çıkarılmaktadır. Bu şekilde yapılan kalite kontrol işlemi hem çok yorucu olmakta hem de çok zaman almaktadır. Literatürden elde edilen ve öğrenilen bilgilere göre, tecrübeli bir kalite kontrol elemanı hataların ancak %60-70 tespit edebilmektedir [1-3]. Yaklaşık 2 metre enindeki kalite kontrol masası üzerinde %96-99 randımanla üretilen kumaş ancak 30 m/dak hızla sarılarak kontrol edilebilmektedir. Kumaşların kalite değerlendirilmesi objektif değildir ve kumaş hataları ile ilgili istatistiksel bir değerlendirme yapılamamaktadır. Bu yüzden, insan ile yapılan manüel kontrollerin yerini alabilecek otomatik kumaş hata denetim sistemleri geliştirilmesi için çalışmalar yapılmıştır [3,4]. Otomatik kalite kontrol sistemleri, kamera sistemleri ve görüntü analiz rutinleri kullanarak oluşturulmuştur. Ancak, çok hızlı bir veri akışı olması, gürültü etkilerinin fazla olması, çok fazla hata sınıfları olması, hata çeşitlerinin dokuma yapısına ve materyale göre dinamik olarak değişmesi, hata sınıfları arasında benzerlikler olması ve standart üretim hattına uyumunun zor olması gibi sebeplerden dolayı henüz kumaş hata denetiminin otomatik olarak yapılması başarılamamıştır. Uster, Barco Vision ve Elbit Vision gibi bazı firmalar tarafından bu konu ile ilgili ürün geliştirme çalışmaları yapılmıştır [5-7]. Ancak bunlardan Uster tarafından geliştirilen Fabriscan gibi bazı ürün projeleri istenilen başarıya ulaşamadığı için sonlandırıldığı bilgisine ulaşılmıştır.

Çalışmanın amacı, kumaş hata denetimi için akıllı bir prototip sistem geliştirilmesi ve yapay zeka teknikleri kullanarak sistemin gerçek zamanlı çalıştırılmasıdır. Proje bir doktora tez konusudur. Araştırma projesi olarak yapılmaktadır. Geliştirilen bu sistem ile kumaş üzerindeki hatalar otomatik olarak tespit edilmekte ve tespit edilen hataların kendi içerisinde yapılabilmektedir.

Çalışmanın akışı içerisinde materyal, kumaş kalite kontrol sisteminin tasarımı, görüntü analiz yöntemleri ile gerçek zamanlı hata denetimi uygulaması yer almaktadır.

## 2. MATERYAL

Çalışmada materyal olarak Türkiye dokuma sektöründe en fazla üretilen ürünlerden biri olan denim kumaş seçilmiştir. Gerek Gaziantep Organize Sanayi bölgesindeki ve gerekse Kahramanmaraş Organize Sanayi Bölgesindeki kumaş dokuma firmalarının büyük çoğunluğu denim kumaş üretimi yapmaktadır. Çalışmada kullanılan denim kumaş numunesi Gaziantep'te bulunan Prestij Dokuma Tekstil San. ve Tic. Ltd. Şti'den temin edilmiştir. Kullanılan kumaşın özellikleri Tablo 1'de verilmiştir. Kumaş, Picanol Gammax marka rapiyerli dokuma tezgahında dokunmuştur. Dokuma işlemi, 450 devir/dak. hızda 85% randımanla gerçekleştirilmiştir. Kumaş kalite kontrol makinesine yerleştirilen kumaşın eni 43 cm, boyu 20 m'dir.

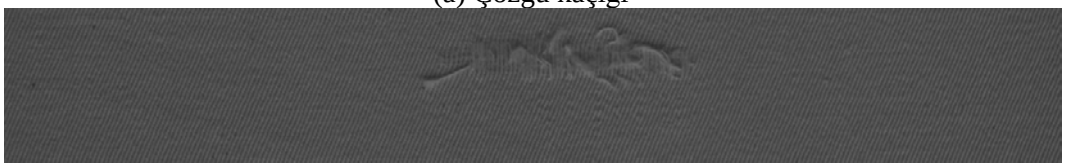
Literatürden elde edilen bilgilere göre dokuma kumaşlarda farklı sebeplerden doyalı oluşan 235 farklı hata tipi bulunduğundan bahsedilmektedir [4]. Çalışma kapsamında uygulama yapmak üzere dokuma işletmelerinde en yaygın olarak karşılaşılan ve kumaş hatalarının otomatik olarak gerçekleştirilmesine yönelik yapılan çalışmalarda en çok uygulanan beş farklı hata tipi seçilmiştir; çözgü kaçığı, atkı kaçığı, delik, kirli iplik ve iplik kalıntısı (veya düğüm) (Şekil 1.(a), (b), (c), (d) ve (e)). Tüm bu hata çeşitlerinin ayın kumaş numunesi üzerinde meydana gelmesi zor olduğu için

Tablo 1. Denim kumaş özellikleri

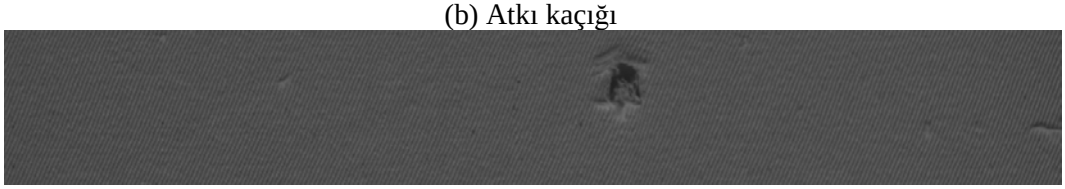
| | |
|---|---|
| *Desen* | 3/1 (s) dimi |
| *Çözgü ipliği numarası* | Ne 16/1 Open-end |
| *Atkı ipliği numarası* | Ne 10/1 Open-end |
| *Çözgü sıklığı* | 45 çözgü/cm |
| *Atkı sıklığı* | 20 atkı/cm |
| *Çözgü dokuma kısalması (%)* | 12 |
| *Atkı dokuma kısalması (%)* | 1,5 |
| *Metre kare ağırlığı (haşıllı)* | 323 kg/m$^2$ |
| *Örtme faktörü* | 33,8 |
| *Tarak numarası* | 110 diş/10cm |



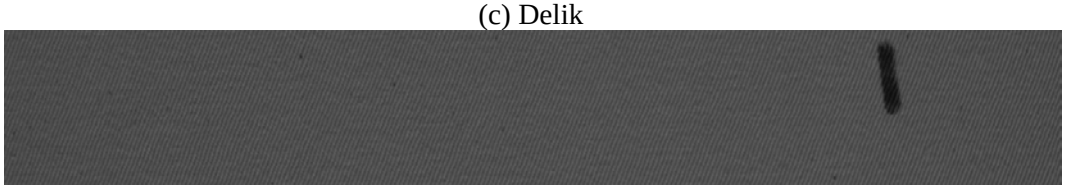
(a) Çözgü kaçığı



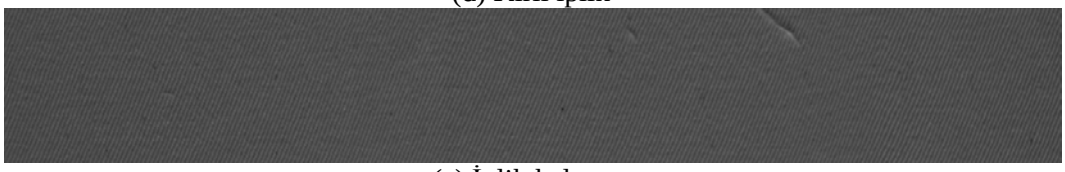
(b) Atkı kaçığı



(c) Delik



(d) Kirli iplik



(e) İplik kalıntısı

Şekil 1. Denim kumaş numunesi üzerindeki hata çeşitleri

çözgü kaçığı, atkı kaçığı ve kirli iplik gibi hatalar kumaşın üzerinde farklı yerlerde ve boyutlarda rastgele oluşturulmuştur.

## 3. KUMAŞ KALİTE KONTROL SİSTEMİ TASARIMI

Kumaş hatalarının gerçek zamanlı olarak tespit edilebilmesi için kumaş sarım işlemi sırasında kumaş görüntü karelerinin elde edilmesi ve analiz edilmek üzere bilgisayara gönderilmesi gerekmektedir. Görüntünün istenilen kalitede ve düzgün bir şekilde alınabilmesi için prototip sistem tasarlanmıştır. Sistem aşağıdaki kısımlardan oluşmaktadır;

- Endüstriyel kumaş kalite kontrol makinesi
- CCD line-scan kamera
- Görüntü sayısallaştırıcı kart (Frame Grabber)

- Kamera taşıma aparatı
- Ek aydınlatma ünitesi
- Enkoder
- Bilgisayar

***(i) Endüstriyel kumaş kalite kontrol makinesi***

Kumaş sarma işlemi için Concorde CDK2 model kumaş kalite kontrol makinesi kullanılmıştır. Makine 2 metre enindeki kumaşların kontrolüne izin vermektedir. Hız kontrol ünitesi ile kumaş sarım hızı 0-50 metre/dakika ayarlanabilmektedir. Kumaş tipine bağlı olarak farklı sarım gerginlikleri uygulanabilmektedir. Sarım işlemi süresince kumaş üzerinde sabit ve düzgün bir gerginlik uygulamaktadır.

***(ii) CCD line-scan kamera***

Görüntü analiz rutinleri kullanarak kumaş hata denetimi yapılmasını yönelik yapılan çalışmalarda büyük çoğunlukla CCD line-scan tipi kamera kullanılmıştır [1, 3, 4, 8-10]. Line-scan kameralar sürekli ve büyük ölçeli görüntü alma imkanı sağladığı için alan tarayan kameralara göre daha avantajlıdır. Hareket eden yüzey CCD sensor boyunca çizgiler halinde taranır ve daha sonra birleştirilerek görüntü oluşturulur. Line-scan kameraların diğer bir avantajı ise benzer özelliklerde farklı tip kameralara göre daha yüksek çözünürlüğe sahip olması ve daha ucuz olmasıdır. Line-scan kameralar 6000 piksele kadar çözünürlüğe sahip olabilirler [11]. Bu tip kameralarda yüzey hızı değişse bile çözünürlük değişmemektedir, böylece görüntü kalitesini bozmadan farklı yüzey hızlarında görüntü alabilmeye imkan sağlamaktadır. Çalışma kapsamında kullanılan Basler 103K-2K tipi kameranın özellikleri Tablo 2'de verildiği gibidir.

***(iii) Görüntü sayısallaştırıcı kart (Frame Grabber)***

Görüntü yakalama kartları bilgisayarların PCI girişlerine yerleştirilen elektronik bir donanımdır. Bu elektronik kartlar, analog veya dijital bir kameradan gelen görüntü sinyallerini, mümkün olan en az kayıp ve bozulmayla sayısal veriye çevirerek bilgisayar hafızasına aktarılmasını sağlarlar. Görüntü yakalama kartları kameradan gelen görüntü sinyallerini bilgisayar ortamına doğrudan resim olarak aktarabilirler. Bu kartlar programlanabilir veya kendi yazılımlarıyla kontrol edilebilirler. Bu özelliklerinden dolayı makine görme, otomatik ürün tanıma gibi bilgisayarlı görsel sistemler ve görüntü işleme yöntemlerinin eş zamanlı uygulandığı sistemlerin vazgeçilmez parçalarıdır. Bu çalışmada kullanılan görüntü yakalama kartı National Instruments PCIe 1427'dir. Bu kart Basler kameralar için uygundur ve ayrıca MATLAB® programının desteklediği bir üründür [12].

***(iv) Kamera taşıma aparatı***

CCD kamerayı kalite kontrol makinesi üzerindeki kumaşa göre ayarlamak ve belirlenen pozisyonda sabit olarak durmasını sağlamak için bir aparat tasarlanmıştır (Şekil 2). Tasarımın basit ve ucuz olmasına, istenilen konuma göre ayarlanabilir olmasına ve taşınabilme esnekliğine sahip olmasına dikkat edilmiştir. Tasarlanan aparat ile kameranın yerden yüksekliği, kumaş ile olan uzaklığı ve kumaş yüzeyine göre açısı ayarlanabilmektedir.

Tablo 2. CCD line-scan kamera özellikleri

| | |
|---|---|
| ***Sensor tipi*** | CCD |
| ***Sensor boyutu*** | 2048 x 1 piksel |
| ***Piksel boyutu*** | 10,0 µm x 10,0 µm - 10,0 µm aralıklı |
| ***Piksel saat hızı*** | 40 MHz |
| ***Maksimum çizgi transfer hızı*** | 18.7 kHz |
| ***Video çıkış formatı*** | Tek ya da çift hat, 8 ya da 10 bit seçilebilir |
| ***Poz kontrol tipi*** | Sinyal kenar, sinyal seviye yahut programlanabilir |
| ***Kamera senkronizasyonu*** | Harici tetik ve ya serbest çalışma özelliklerine sahiptir |
| ***Lens montaj tipi*** | F |
| ***Boyutlar ( B x G xY )*** | 37,6 x 62 x 62 mm |
| ***Ağırlık*** | Maksimum 285 gr. |

***(v) Ek aydınlatma ünitesi***

Görüntü alma işlemi ve analiz işlemlerinde ışıklandırma çok önemlidir. Kameranın ayarları ve elde edilen görüntünün kalitesi ışık kaynağına ve ışığın şiddetine göre değişmektedir. Bu yüzden CCD kamera için uygun bir ışık kaynağı seçilmesi gerekmektedir. Çalışmada kullanılan kumaş kalite kontrol makinesi üst ve alt aydınlatma sistemlerine sahiptir. Bu aydınlatma sistemleri belirli aralıklarda yerleştirilmiş 8'er adet floresan lambadan oluşmaktadır. Mevcut ışık kaynakları ile yapılan denemelerde istenilen kalitede ve netlikte görüntü elde edilememiştir. Bu yüzden ek bir aydınlatma ünitesinin tasarlanmış ve farklı ışık kaynakları (Tablo 3) ile denemeler yapılmıştır. Tasarlanan aydınlatma ünitesi kumaş kalite kontrol makinesinin üst tarafında bulunan üst aydınlatma ünitesi şasesine uygun bir şekilde monte edilmiştir (Şekil 3). Farklı şiddetlerdeki ışık kaynaklarının daha pratik ve düzgün bir şeklide yerleştirilebilmesi ve denenebilmesi için üç farklı aydınlatma kafası hazırlanmıştır (Şekil 4). Her bir aydınlatma kafasına farklı bir LED çeşidi yerleştirilmiştir. Tip 1 ve Tip 2 Kırmızı LED'ler ile Tip 3 Beyaz LED'e göre daha iyi görüntüler elde edilmiştir. Tip 1 ve Tip 2 Kırmızı LED'ler kullanılarak elde edilen görüntülerde belirgin bir fark oluşmamıştır. Gerçek zamanlı çalışma için en uygun aydınlatma olarak Tip 1 seçilmiştir.

***(vi) Enkoder***

CCD line-scan kamera "free run" ayarında serbest olarak çalıştırılabileceği gibi dışarıdan gönderilen bir tetik sinyali ile de çalıştırılabilmektedir. Çalışmada, kumaş sarımım ile görüntü alma işleminin senkronize edilmesi gerekmektedir. Kamera ile kumaş sarımı arasındaki bağlantıyı döner enkoder sağlamaktadır. Kumaş sarımını sağlayan motorun miline enkoder uygun bir şekilde bir esnek kaplinle bağlanmıştır (Şekil 5). Enkoder aynı zamanda 'frame grabber' kartına da bağlanmıştır (Şekil 6). Kumaş sarımı sırasında kumaşın hareket hızına bağlı olarak frame grabber kartına sinyaller yollamaktadır. Böylece kumaş hareketine bağlı olarak senkronize bir şekilde görüntü alınması sağlanmıştır. Çalışmada kullanılan enkoder Atek marka Atek/ARS5-4096-TTL-3-8 tipi döner (rotary) enkoderdir (d=50 mm çap, 4096 pulse çözünürlük). Sinyal çıkış tipi TTL'dir.

## 4. GÖRÜNTÜ ANALİZ YÖNTEMLERİ

Çalışmada, MATLAB® ortamında kumaş görüntülerinin analiz edilmesi için bir algoritma geliştirilmiştir. Algoritma içerisinde kumaş görüntülerine aşağıda sıralanan işlem aşamaları uygulanarak hatalı bölgeler tespit edilmiştir;

(i). Wiener ve ortalama değer filtreleri uygulanarak gürültüler temizlenmiştir.

(ii). Gaussian alçak geçiren filtresi ile konvolosyon işlemi yapılarak görüntü düzgünleştirilmiştir.

(iii). Çift eşikleme yöntemi ile görüntü ikili (binary) forma dönüştürülüştür.

(iv). Genişletme ve aşındırma morfolojik işlemleri uygulanarak hatalı bölgenin tam olarak sınırlarının belirlenmesi ve gürültülerin temizlenmesi sağlanmıştır.

(v). Hatalı bölgenin sınırları işaretlenmiştir.

Kumaş hatalarının sınıflandırılması için tespit edilen kumaş hata görüntülerinden bir veritabanı oluşturulmuştur. Her bir hata tipinden 25 farklı görüntü seçilerek bunlara ait istatistiksel özellikler çıkarılmıştır. Her bir görüntü için elde edilen özellik vektörleri kullanılarak bir girdi matrisi elde edilmiştir. MATLAB® Neural Network Toolbox kullanılarak bir YSA oluşturulmuş ve bu ağ girdi matrisi kullanarak eğitilmiştir. Ağ yapısı giriş katmanı, gizli katman ve çıkış katmanı olmak üzere üç kamandan oluşmaktadır. Yapılan farklı denemeler sonucunda en iyi sonuçlar gizli katmanın 37 nörona sahip olduğu ağ yapısında elde edilmiştir. Birleştirme fonksiyonu olarak '*tan-sigmoit*' seçilmiştir. Ağın eğitilmesinde '*ölçekli-eşlenik gradyan geriye yayınım yöntemi*' kullanılmıştır [8]. Eğitilen ağ farklı kumaş hata örnekleri ile simule edilerek hata tipi tespit edilmiştir.

## 5. GERÇEK ZAMANLI HATA DENETİM UYGULAMALARI

Gerçek zamanlı kumaş hata denetimi için bir ara-yüz oluşturulmuştur (Şekil 7). Ara-yüz; "Exit","Fabric Identification", "Start Camera", "Trigger" ve "Stop Camera"



Şekil 2. Kamera taşıma aparatı

Tablo 3. Ek aydınlatma ünitesinde kullanılan LED çeşitleri

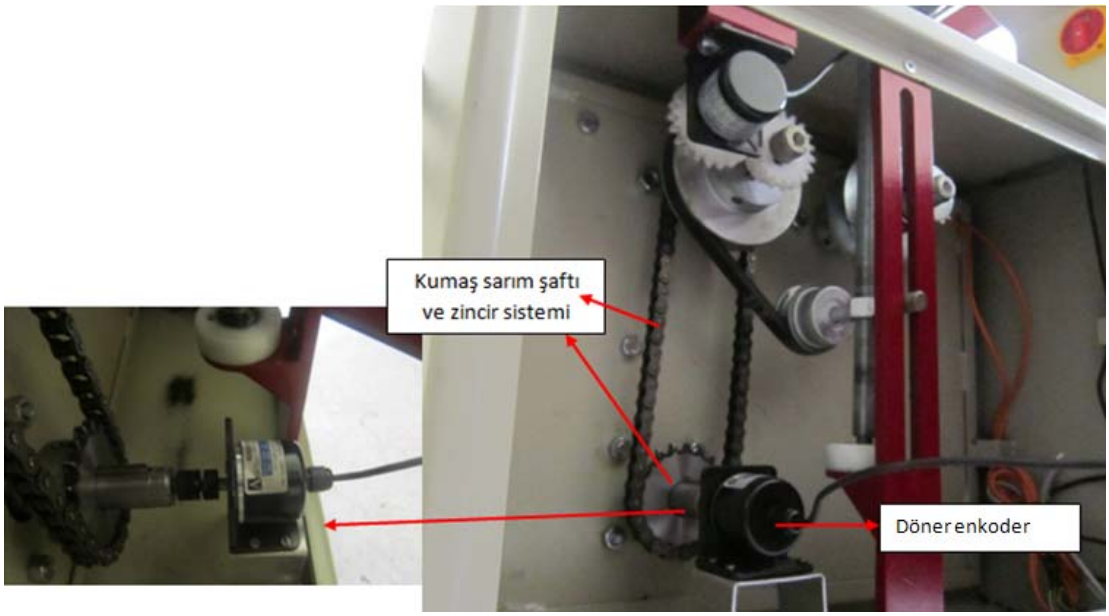
| | ***Renk*** | ***Çip türü*** | ***LED çipleri arasındaki uzaklık*** | ***Voltaj (V)*** | ***Akım (A)*** | ***LED sayısı/Metre*** |
|---|---|---|---|---|---|---|
| ***Tip 1*** | Kırmızı | Üçlü çip | 33,3 mm | 12 V | 0.6 A | 30 |
| ***Tip 2*** | Kırmızı | Üçlü çip | 16,7 mm | 12 V | 1.2 A | 60 |
| ***Tip 3*** | Beyaz | Üçlü çip | 16,7 mm | 12 V | 1.2 A | 60 |



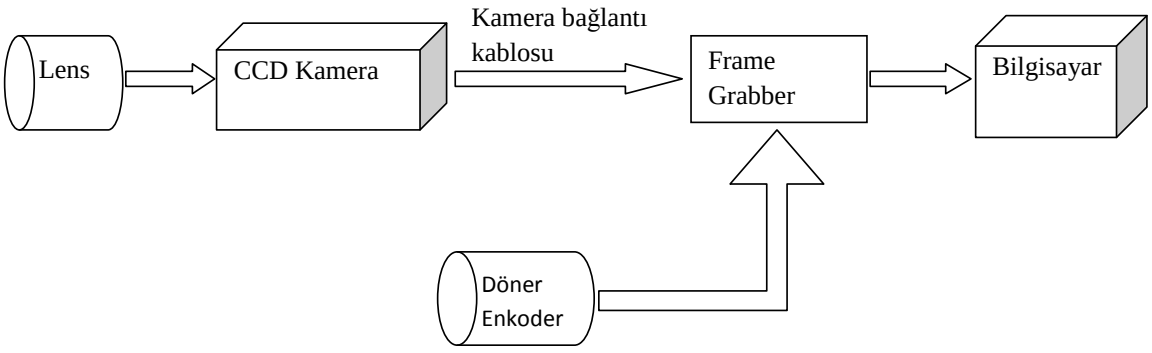

Şekil 3. Ek aydınlatma ünitesi



Şekil 4. Aydınlatma kafaları




Şekil 5. Döner enkoder'in bağlanması




Şekil 6. Döner enkoder ve frame grabber bağlantısı

butonlarından oluşmaktadır. Çift eşikleme uygulamasından kullanılan T(1) ve T(2) eşik değerlerini yansıtmak için göstergeler bulunmaktadır. Kumaş kalite kontrol makinesi çalıştırıldıktan sonra "Fabric Identification" butonuna basılarak kumaşın hatasız bölgeleri kullanarak T(1) ve T(2) eşik değerlerinin hesaplanması sağlanmaktadır. Bu değerler hesaplandıktan sonra kamera görüntü alma işlemini durdurmaktadır. Daha sonra, "Start Camera" butonuna basarak kameranın tekrar görüntü alma için hazır hale gelmesi sağlamaktadır. Kumaş sarım işlemi başlatıldıktan sonra "Trigger" butonuna basılarak görüntü alma ve analiz işlemleri başlatılmaktadır. Kumaş görüntüleri analiz işlemi yapılırken butonların sağ tarafında üst üste gri seviye kumaş görüntüsü ve analiz

sonrası elde edilen görüntü gösterilmektedir. Analiz işlemi bittikten sonra veya kumaş sarım işleminin durdurulması gerektiğinde "Stop Camera" butonuna basılarak kameranın görüntü alması durdurulmaktadır. "Exit" butonu kullanılarak ara-yüz kapatılmaktadır. Uygulama sonucunda kumaş üzerinde bulunan beş farklı hata tipi başarı ile tespit edilmiştir (Şekil 8-12).

## 6. SONUÇ

Çalışma kapsamında denim kumaş hatalarının gerçek zamanlı olarak tespit edilebilmesi ve hataların sınıflandırılması için bir sistem geliştirilmiştir. Kumaş üreticilerinin mevcut kalite kontrol makinelerine uyarlanarak kullanabilecekleri bir sistem tasarlanmıştır. Bu amaçla, dokuma işletmelerinde kullanılan endüstriyel bir kalite kontrol makinesi alınmıştır. Görüntü alma işlemi için CCD line-scan kamera kullanılmıştır. Kameranın kumaş yüzeyine göre uygun bir şeklide yerleştirilebilmesi için bir aparat geliştirmiştir. Kamera yüksekliği, yatay ve dikey konumu ve açısı ayarlanabilmektedir. Böylece, farklı kumaş kalite kontrol makinelerine de kolaylıkla uyarlanabilir. Kumaş sarım hızı ile görüntü alma işleminin senkronize olarak çalışabilmesi için enkoder kullanılmıştır. Kumaş sarımını sağlayan motorun miline enkoder uygun bir şekilde bağlanmıştır. Görüntü kalitesinin istenilen düzeyde elde edilebilmesi için LED şeritler kullanılarak bir aydınlatma ünitesi geliştirilmiştir. Bu ünite sayesinde görüntü alınacak yüzeye yeterli yoğunlukta ve şiddette aydınlatma sağlanmıştır. Aydınlatma ünitesi kumaş kalite kontrol makinesi şasesine kolaylıkla monte edilebilmektedir.

(i). Çalışmada denim kumaş kullanılmıştır. Beş farklı hata tipi; çözgü kaçığı, atkı kaçığı, delik, kirli iplik ve iplik kalıntısı için denetim yapılmıştır.

(ii). Kumaş sarım işlemi 7,5 metre/dakika hızda gerçekleştirilmiştir. Kamera çözünürlüğü yatak ve dikey eksende 0,12 mm/piksel olarak ayarlanmıştır. Kamera görüş genişliği 23,5 cm'dir. Daha geniş bir görüş alanı için daha yüksek çözünürlükte ve birden fazla kameraya gerek vardır.

(iii). Lineer filtreler ve morfolojik işlemler kullanılarak geliştirilen algoritma kullanılarak beş hata tipi başarı ile tespit edilmiştir. Tespit edilen hatalar YSA yöntemi kullanılarak sınıflara ayrılmıştır. YSA her bir hata tipi için 25 farklı görüntüden elde edilen istatistiksel özellik vektörleri kullanılarak eğitilmiştir. Daha sonra her bir hata tipinden 20 farklı görüntü üzerinde ağ test edilmiştir (Tablo 4). Delik hatası %100'lük bir doğruluk oranında sınıflandırılırken diğer hatalar; çözgü kaçığı, atkı kaçığı, kirli iplik %95'lik bir oranda sınıflandırılmıştır. Sonuç olarak orrtalama %96,3'lük bir başarı ile hataları sınıflandırabildiği görülmüştür.

Geliştirilen bu sistemin dokuma kumaş firmalarına büyük zaman kazandıracağı ve işçilik maliyetinde önemli bir kazanç sağlayacağı düşünülmektedir. Üretilen kumaşların kalitelerinin kısa sürede objektif olarak değerlendirilmesi sağlanacak ve müşteri memnuniyeti önemli ölçüde artırılacaktır. Üretilen kumaşların hata istatistikleri yapılabilecek ve hataların sebeplerinin istatistiksel olarak değerlendirilmesine olanak sağlanacaktır. Çalışmada basit, portatif, düşük maliyetli ve farklı kumaş kalite kontrol makinelerine kolaylıkla uyarlanabilen bir sistem geliştirilmiştir. Amaç, küçük ve orta ölçekli firmalar tarafından da satın alınabilecek bir otomatik kalite kontrol sistemi oluşturmaktır.

Tablo 4. Hata sınıflandırma doğruluk oranları

| | Delik | Çözgü kaçığı | Atkı kaçığı | Kirli iplik | Görüntü Örneği sayısı | Doğru sınıflandırma (%) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Delik | 20 | 0 | 0 | 0 | 20 | 100 |
| Çözgü kaçığı | 0 | 19 | 1 | 0 | 20 | 95 |
| Atkı kaçığı | 1 | 0 | 19 | 0 | 20 | 95 |
| Kirli iplik | 0 | 1 | 0 | 19 | 20 | 95 |

Bu sistem temelinde; tespit edilen hata sayısının artırılması ve bezayağı, dimi, saten ve türevleri gibi farklı kumaş çeşitlerinde denemeler yapılarak sistemin performansının belirlenmesi hedeflenmektedir.

## TEŞEKKÜR

Çalışma Gaziantep Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi (BAP) tarafından MF.10.12 proje koduna sahiptir. Proje için gerekli finansal kaynak bu birimden sağlanmıştır. Gaziantep Üniversitesi Rektörlüğüne ve BAP birimine teşekkür ederiz.

## KAYNAKLAR

1. Mak, K.L. and Peng, P. (2008). An automated inspection system for textile fabrics based on Gabor filters. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 24, 359–369.

2. Kısaoğlu Ö. (2006). Kumaş kalite kontrol sistemleri. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 12, 2, 233-241.

3. Mak, K. L., Peng, P., Lau, H.YK. (2005). A real-time computer vision system for detecting defects in textile fabrics. *IEEE International Conference on Industrial Technology*, Hong Kong, China, 469-474.

4. Stojanovic, R., Mitropulos, P., Koulamas, C., Karayiannis, Y., Koubias, S. and Papadopoulos G. (2001). Real-time vision-based system for textile fabric inspection. *Real-Time Imaging*, 7, 507-518.

5. Uster Fabriscan, (Mart 2010), http://www.fuster.com/pdf/uster/uster_fabriscan_eng.pdf

6. Elbit Vision, (Mart 2010), http://www.evs.co.il/home/evs/IQ-TEX.aspx

7. Barco Vision, (Mart 2010), http://www.visionbms.com/vision/downloads/Cyclops-AutomaticOn-LoomInspection_BRCH_EN_A00511.pdf

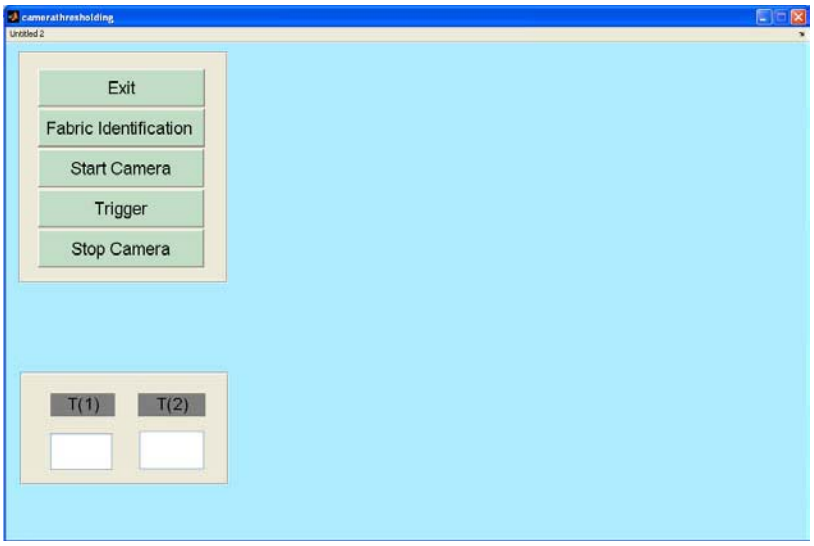
8. Karayiannis, Y.A. Stojanovic, R. Mitropoulos, P. (1999). Defect detection and classification on web textile fabric using multiresolution decomposition and neural networks. *The 6th IEEE International Conference on Electronics, Circuits and Systems*, Pafos, 2, 765 – 768.

9. Huang, C. C. and Chen, C. I. (2001). Neural-fuzzy classification for fabric defects. *Journal of the Textile Institute*, 71(3). 220-224.

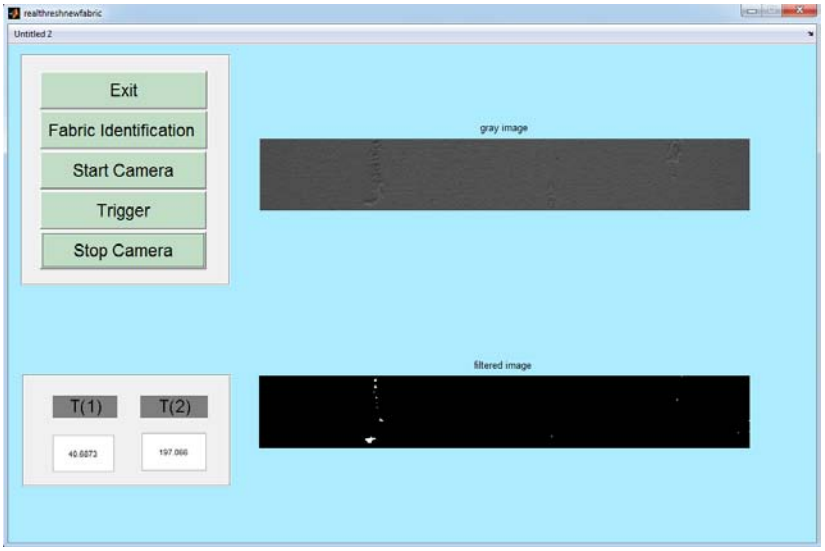
10. Kang J. T., Choi, S. H., Kim, S. M. (2001). Automatic structure analysis and objective evaluation of woven fabric using image analysis. *Journal of the Textile Institute*, 71(3). 261-270.

11. Behera B. K., (2004), Image-Processing in Textiles, Textile Progress, 35:2, 1-193.

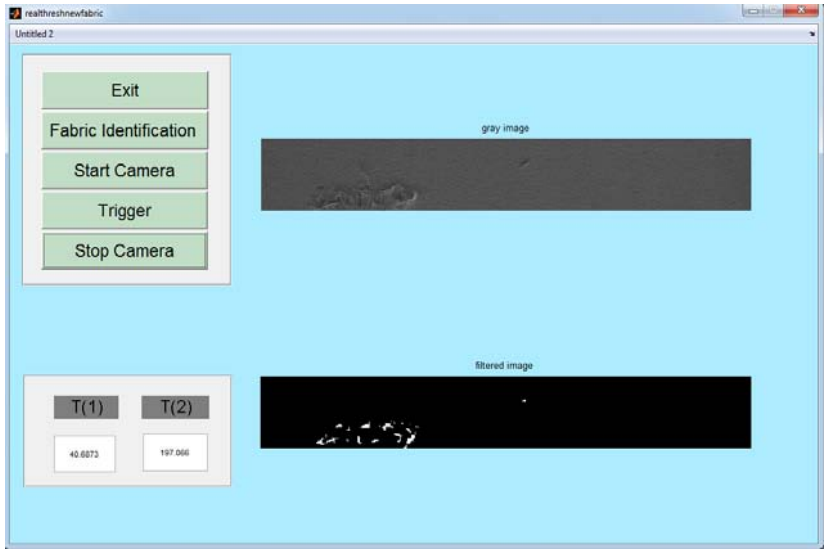
12. National Instruments, (Şubat 2013), http://www.ni.com/pdf/products/us/2004_4782_221_101_d.pdf



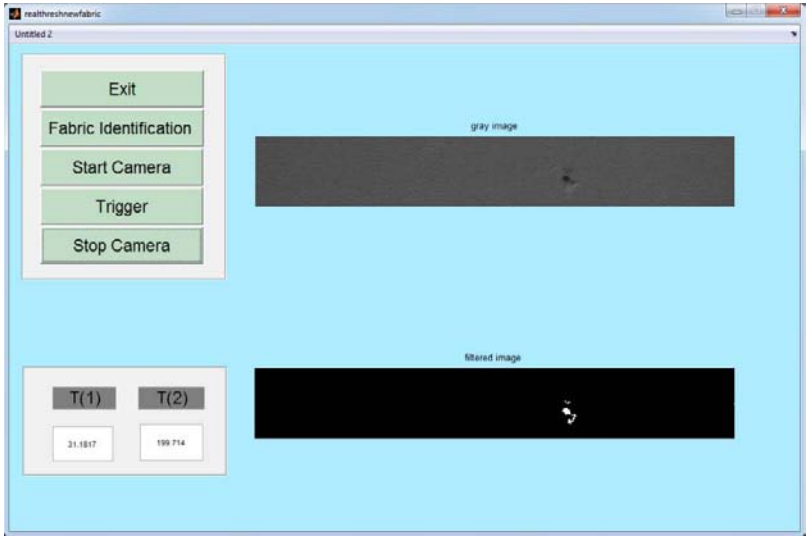

Şekil 7. Gerçek zamanlı hata denetimi için ara-yüz



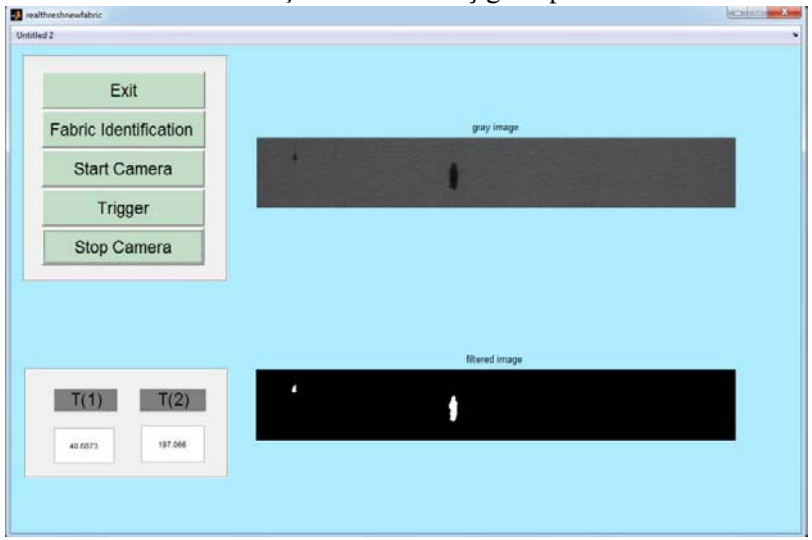

Şekil 8. Çözgü kaçığı tespiti



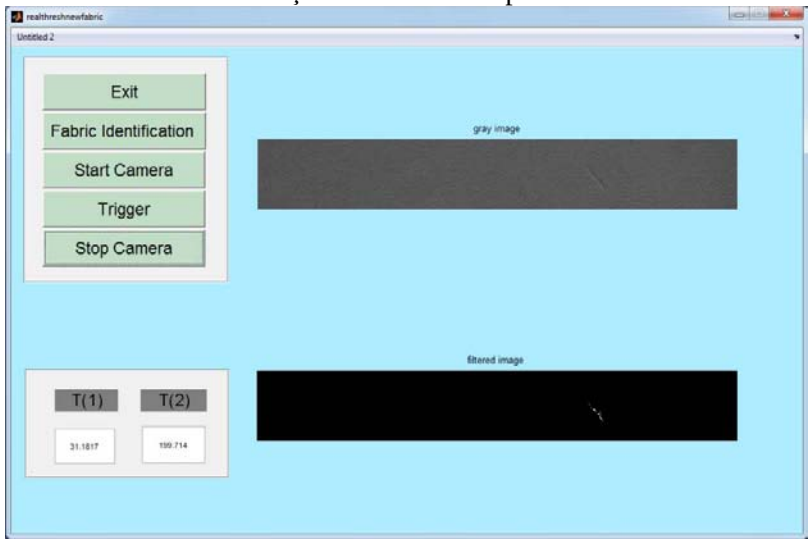

Şekil 9. Atkı kaçığı tespiti




Şekil 10. Delik tespiti




Şekil 11. Kirli iplik tespiti




Şekil 12. İplik kalıntısı tespiti

# KESTİRİMCİ BAKIM YÖNTEMİ KULLANILARAK EGZOZ FANINDA ARIZA TEŞHİSİ

Hamdi TAPLAK*, Emrah KURT** ve Mehmet PARLAK***

*Erciyes Üniversitesi, Kayseri MYO. Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü 38039, KAYSERİ
**Elektrik Üretim A.Ş., Afşin, KAHRAMANMARAŞ
***Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü 38039, KAYSERİ

htaplak@erciyes.edu.tr, ekurt_46@hotmail.com, mehmetparlak@erciyes.edu.tr

## ÖZET

Makinelerde beklenmedik arızaların oluşması, üretimin azalmasına ve maliyetlerin artmasına neden olmaktadır. Bu yüzden, makinelerde titreşim ölçümüne dayalı kestirimci bakım önem kazanmaktadır. Bu yöntemde ana prensip, üretim esnasında yapılan ölçümlerle makinelerin performansını izlemek ve ne zaman bakıma alınacağına karar verip, kısa bir süre üretime ara vererek veya makinenin duruş zamanlarında, belirlenen arızayı gidermektir. Bu çalışmada, Afşin Elbistan B Termik Santralinde kullanılmakta olan egzoz fanı üzerinde kestirimci bakım uygulaması gerçekleştirilmiştir. Söz konusu sistemin elemanlarından fan ve motor yataklarında, toplam dört noktadan titreşim analiz cihazıyla ölçümler yapılarak, gerekli grafik analizler neticesinde sistemin arızaları belirlenmiştir. Mekanik sistemde gözlemlenen ve analiz sonucunda tespit edilen arızalar sırasıyla giderilmiştir. Her arıza giderildikten sonra tekrar ölçüm yapıldığında, titreşim değerlerinde büyük oranda azalma olduğu görülmüştür. Bu çalışmada olduğu gibi endüstride; seri üretim yapan işletmelerde kestirimci bakım yöntemi uygulanarak, makinelerde meydana gelebilecek arızalar oluşmadan tespit edilip gerekli müdahaleler yapılırsa, hem gereksiz makine duruşlarının ve titreşimden dolayı meydana gelebilecek üretim hatalarının önüne geçilebilir, hem de işletmedeki bakım giderleri azaltılabilir.

**Anahtar Kelimeler:** Titreşim, kestirimci bakım, fanlar.

# FAULT DIAGNOSIS FOR EXHAUST FAN USING PREDICTIVE MAINTENANCE METHOD

## ABSTRACT

Machines reduce unscheduled downtime and increased costs of production leads to the formation. This is why predictive maintenance is important on machines based on vibration measurement. The main principle of this method, the measurements carried out during production and when the care will be taken to make decisions and monitor the performance of the machines, giving a short period of time in production, or the failure to resolve the specified time stop the machine. In this study, Afsin Elbistan B Thermal Power Plant, which is used in predictive maintenance application has been conducted on the exhaust fan. The elements of the system fan and motor bearings, making a total of four point vibration analyzer measurements, the system failures identified as a result of the graphical analysis. Mechanical system failures were identified as a result of analysis of the observed and corrected. When the fault is cleared after each measurement, vibration levels were found to be greatly reduced. As this study, as well as industry, if machine faults are identified and necessary interventions are made, both unnecessary machine stops and flaws because of vibration can be prevented, and maintenance costs can be reduced by applying predictive maintenance method.

**Keywords:** Vibration, predictive maintenance, fans.

## 1. GİRİŞ

Titreşim ölçümüne dayalı makine bakımı, kesintisiz üretimin önemli olduğu tesislerde 1970'lerden beri uygulanmaktadır. Petrol, kimya, çimento, demir-çelik ve kâğıt sanayi yöntemi kolayca benimsemiş ve makinelerin daha az durması ve üretimdeki artış sonucu karlılıklarını büyük ölçüde artırmışlardır [1, 2].

Makinelerde beklenmedik ani arızaların oluşması üretim planını aksattığı gibi büyük finansal kayıplara da yol açmakta ve maliyet artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle makinelerde titreşim ölçümüne dayalı bakım önemli yer tutmaktadır. Bu yöntemde ana prensip, üretim sırasında yapılan ölçümlerle makinelerin performansını izleyerek, ne zaman bakıma gerek olacağına karar verip, kısa bir süre üretime ara vererek daha önceden belirlenen arızayı onarmaktır [3].

İyi tasarlanmış bir makinede çok az bir titreşim vardır. Makine çalıştıkça aşınır, bazı parçaları küçükte olsa şekil değişimlerine uğrarlar ve dinamik özelliklerde değişimler meydana gelir. Parçalar arasındaki boşluklar artar, eksen kaçıklıkları ve dengesizlikler ortaya çıkar. Bütün bu faktörler titreşim genliğinin artmasına yol açar. Bu titreşimlerin analizi ile makine durumu hakkında bilgi edinilebilir [4].

Kestirimci bakım tekniğinin temel unsuru olan titreşim analizi ile makinelerde arıza teşhisi konusunda farklı araştırmalar yapılmıştır.

Orhan ve arkadaşları [5], titreşim analizi ile rulman arızalarının belirlenmesi konusunu ele almıştır. Motor iç yatak rulmanından periyodik titreşim ölçümleri kaydedilmiş ve bu titreşim hareketi analiz edilmiştir. Motor iç yatak rulmanı dış bilezikte oluşan tek nokta hasarı herhangi bir iş duruşuna ve rulman sökümüne gerek kalmadan, titreşim analizi metodu kullanılarak belirlenmiştir. Hasar belirtisi, teoride belirtilen esaslar çerçevesinde gerçekleşmiştir. Köse [6], makine arızalarının belirlenmesinde titreşim analizi konusunu ele almıştır. Çalışmasında, makinelerde dengesizlik, kaplin ayarsızlığı, mekanik çözülme, dişli, rulman, kaymalı yatak, kayış ve motor arızalarının FFT spektrum grafiklerini, örnekler vererek açıklamıştır. Koyuncu [7], endüstriyel sistemlerde kestirimci bakım açısından kademeli pompanın incelenmesi konusunu ele almıştır. Bu çalışmasında, dönen mekanik sistemlerin dinamik davranışının analizini yapmak için endüstride kullanılan bir kademeli pompa üzerinde, çeşitli işletme şartları için sistemi, titreşim parametreleri (genlik, hız ve ivme) yönünden incelemiştir. Aktürk ve Gohar [8], yaptıkları çalışmada iki açısal bilyeli rulman ile yataklanmış bir mil-rulman sisteminde bilye boyutundaki değişmenin milin eksenel ve radyal titreşimlerine olan etkisini araştırmışlardır. Bunun için bir bilgisayar programı oluşturmuşlar ve sonuçlarını zaman-frekans ortamında sunmuşlardır. Baykara [9], yaptığı çalışmada sistemde çalışmakta olan bir şanzımandan alınan titreşim ölçümlerini analiz etmiş ve şanzıman'ın dişli çarklarında oluşan hasarları tespit etmiştir.

Makineler belli bir hasara maruz kaldıklarında, bu hasarlara yönelik uyarı sinyalleri verirler. En iyi uyarı sinyalini titreşim verir. Titreşim, bir makinenin mekanik aksamlarının iç ve dış kuvvetlere karşı gösterdiği tepki kuvvetidir[10]. Titreşim analizi özellikle fanlar, pompalar, motorlar, şanzımanlar gibi dönen makinelerde iyi sonuçlar vermektedir [11].

Fanlarda çıkabilecek problemler; balans bozukluğu, kaplin ayarsızlığı, kayış/kasnak problemleri, mil eğriliği, şase ve ankraj zayıflığı, mekanik gevşeklik, rulman arızaları, hidrolik ve aerodinamik problemlerdir. Bu çalışmada; mekanik gevşeklik, rulman problemi, sönümleyici lastik takoz problemi ve motor problemi giderildikten sonra titreşim ölçümleri alınarak analiz edilmiştir.

## 2. KESTİRİMCİ BAKIM

İşletmelerde kullanılan bakım yöntemleri genel olarak dörde ayrılır.
1. Plansız (Arıza Çıktıkça) Bakım
2. Koruyucu (Önleyici) Bakım
3. Kestirimci Bakım
4. Proaktif Bakım

### 2.1. Kestirimci Bakım Teknikleri

Birçok kestirimci bakım tekniği vardır. Bunları şu şekilde sıralayabiliriz;

**a)Titreşim izleme:** Dönen bir makinedeki mekanik arızaların tespit edilmesi için en iyi tekniktir.

**b)Akustik emisyon:** Bu yöntem yapılardaki ve borulardaki kırılmaların tespit edilmesi, konumunun belirlenmesi ve sürekli olarak izlenmesi için kullanılır.

**c)Yağ analizi:** Yağlama yağı analiz edilerek yataklar ve dişlilerin şartlarına bağlı olarak belirli mikroskobik partiküllerin ortaya çıkmasıyla makinenin durumu hakkında bir sonuca varılabilir.

**d)Partikül analizi:** Pistonlu makineler, dişli kutuları veya hidrolik sistemlerde yıpranmış makine parçaları kırıntı bırakır. Toplanan ve analiz edilen bu kırıntılar bu parçaların bozulması hakkında çok önemli bilgiler verir.

**e)Korozyon izleme:** Boru hatları, açık deniz uygulamaları ve proses ekipmanlarında yapılan ultrasonik kalınlık ölçümleri korozyon aşınmasının belirlenmesi için kullanılır.

**f)Termografi:** Termografi, elektriksel ve mekanik ekipmanların analiz edilmesinde etkin olarak kullanılır. Bu yöntemle jeneratörler, kazanlar vb. ekipmanlarda termal veya mekanik arızalar tespit edilebilir.

**g)Performans izleme:** Bu yöntem ekipmanlardaki operasyonel problemlerin tespit edilmesi için kullanılan çok etkili bir tekniktir. Ekipmanların verimi, onların iç koşulları hakkında iyi bir fikir sahibi olunmasını sağlar [12].

## 3. TİTREŞİM İLE İLGİLİ TEMEL BİLGİLER

### 3.1. Temel Kavramlar

**Titreşim:** Makineler belli bir hasara maruz kaldıklarında, bu hasarlara yönelik uyarı sinyalleri verirler. En iyi uyarı sinyalini titreşim verir. Titreşim, bir makinenin mekanik aksamlarının iç ve dış kuvvetlere karşı gösterdiği tepki kuvvetidir [13].

**Periyot (T):** Hareketin ne kadar sürede tamamlandığıdır. T ile gösterilir. Birimi saniye veya dakika'dır.

**Frekans (f):** Hareketin belirli bir zaman aralığında (saniye ya da dakika) tekrar sayısıdır. f ile gösterilir. Birimleri Hertz (Hz) veya CPM' dir. Makine arızalarının birimi CPM (1/dakika) alınır çünkü makinelerin dönüş hızları genellikle (RPM) devir/dakika'dır.

**Faz (Φ):** İki olayın oluşları arasındaki süre farkının açı cinsinden değeridir. Φ ile gösterilir.

**RPM:** Revolutions Per Minute (Bir milin veya rotorun dönme devri)

**CPM:** Frekans birimi olup bir olayın dakikada meydana geliş sayısıdır.

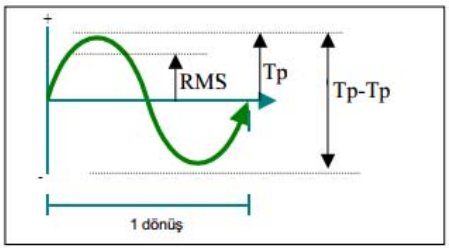
**Hertz:** Frekans birimi olup bir olayın saniyede meydana geliş sayısıdır[14].

**Yer Değiştirme (Deplasman):** Titreşim yapan sistemin yer değiştirdiği mesafeyi belirtir. Birimi ''mikron'' veya ''mils'' olarak ifade edilir. Düşük frekanslı makinelerde bu ölçüm şekli tercih edilir.

**Hız:** Genellikle ''mm/sn'' olarak ölçülür. Bu birimlerle yer değiştirmenin hangi hızda meydana geldiğini gösterir. Orta frekanslı makinelerde tercih edilir.

**İvme:** Genellikle '' g's RMS'' birimi ile ifade edilirler. Bu birimle hızın ne kadar çabuk yer değiştirdiği ölçülür. Yüksek frekanslı makinelerde tercih edilir [6].

**Genlik Tipi:** Harmonik sinyali oluşturan sinüs eğrisinin dikey ekseni sinyalin genliğini ifade eder.




Şekil 1: Genlik ölçüm tipleri

Deplasman birimli ölçümlerde "Tepeden tepeye" ($T_p$-$T_p$)
Hız birimli ölçümlerde "Tepe" ($T_p$)
İvme birimli ölçümlerde ise "RMS" (RMS) seçilmelidir [6].

### 3.2. Titreşim sensörleri

**a)İvme sensörleri:** Sıklıkla kullanılan ve en güvenilir sensör tipidir. Hız sensörlerine göre daha ucuz ve frekans bandları daha geniştir.

**b)Hız sensörleri:** Hız sensörlerinin dezavantajları pahalı olmaları, dar frekans

bantlarına sahip olmaları ve ağırlıklarının ivme sensörlerine göre fazla olmasıdır.

**c)Deplasman sensörleri**: Deplasman sensörleri, bağıl deplasmanı (şaft ile yatak arasındaki gerçek deplasmanı) ölçerler. Özellikle türbin, jeneratör ve kompresör gibi yağ filmleri üzerinde çalışan büyük motorlarda kullanılır[14].

### 3.3. Sensör seçiminde dikkat edilmesi gereken hususlar

**a)Hassasiyet derecesi:** Hassasiyet, sensörün titreşim hareketinin genliğini gösterebilme derecesidir (Ör: 100mV/g'lik bir ivme ölçer 10 mV'luk sinyal üretiyorsa, hassasiyeti 10/100=0,1g dir).

**b)Frekans bandı:** Sensörün ölçüm yapabildiği en alt ve en üst frekansın arasındaki değerlerdir.

**c)Doğal frekans bandı**: Sensörün frekans bandının üst sınırını doğal frekansı belirler. Ölçüm frekansının doğal frekansı yakalaması durumunda, rezonans durumuna göre titreşim büyüklüğü 50 kata kadar yükselebilir.

**d)Ağırlık:** Ağırlık iki açıdan çok önemlidir. Sensör, saha çalışmalarında kullanılabilecek kadar hafif, ölçüm alınan yatağa göre de belirli bir oranda ağır olmalıdır.

**e)Sıcaklık Bandı:** Sensörün doğru olarak çalışabileceği bir sıcaklık aralığı vardır. Buna özellikle ısı üreten ya da çok soğuk ortamlarda çalışan ekipmanlarda yapılan ölçümlerde dikkat edilmelidir.

**f)Ölçüm yönü:** Sensörlerin tamamına yakını montaj yönündeki titreşimi ölçer, sadece küçük bir bölümü her üç yöndeki titreşimi ölçebilir.

**g)Sensör boyutları:** Kullanılacağı yere göre çok çeşitli boy ve ebatlarda sensörler vardır.

**ı)Güç kaynağı**: Üç çeşit güç kaynağı bulunmaktadır, bunların ilki ICP (integrated circuit piezoelectric) dir. Piezoelektrik sensörlerde kullanılır, ölçüm cihazından sensöre bir kablo yardımıyla güç ulaştırılır. İkinci güç kaynağı türü bağımsız güç kaynağıdır. Bu tip güç kaynağında sensöre gereken enerjiyi harici bir batarya ya da AC ünitesi sağlar. Sonuncu güç kaynağı türü de sinyal güçlendiricidir. Bu kez sensörle cihaz arasına sinyal voltajını yükseltecek bir batarya ya da AC ünitesi konur [14].

### 3.4. Sensörlerin montaj şekilleri

**a)Saplama ile Montaj:** Sürekli izleme sistemlerinde kullanılır. Frekans aralığı en yüksek metottur. Sensör bir saplama ile ölçüm yüzeyine sabitlenir.

**b)Yapıştırarak Montaj:** Sensör, yapıştırıcı ile ölçüm noktasına yapıştırılır.

**c)Önceden Monte Edilmiş Bir Diske Montaj:** Sürekli izleme ya da periyodik ölçümlerde kullanılır. Makine yüzeyine saplama yuvası açılamayan ya da açılması uygun olmayan ortamlarda kullanılır. Ölçüm noktalarına, üzerinde sensörün monte edileceği saplama yuvası hazır bir disk önceden yapıştırılır. Sensör, saplama ile bu diske tutturularak ölçüm alınır.

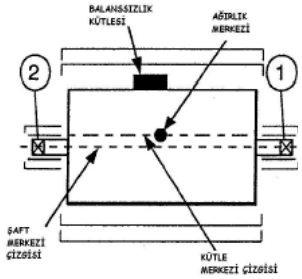
**d)Mıknatıs İle Bağlama:** Periyodik ölçümlerde kullanılır. Sensör mıknatıs ile ölçüm noktasına tutturulur.

**e)El İle Dokundurma:** Sensör, el ile ölçüm noktasına dokundurulur [6].

### 3.5. Titreşim analizi ile tespit edilebilen arızalar

**a)Dengesizlik:** Dengesizlik şaft merkezi ile kütle merkezinin aynı olmaması sonucunda ortaya çıkan bir problemdir. Dönel parçalar üzerinde oluşan dengelenmemiş kuvvetler şiddetli titreşimler oluşturarak ana gövdeyi ve temelleri zorlarlar. Balans alma işlemi, temel olarak makine üzerindeki dengelenmemiş kütlenin karşı bir kütle ile dengelenmesidir.

Dengesizlik mutlaka 1X RPM' de yüksek titreşim olarak kendini gösterir (ancak 1X RPM deki titreşim her zaman dengesizlik olmayabilir). Sadece dengesizlik olması durumunda, 1X RPM deki sinyal genliği, toplam genliğin genellikle %80'i civarındadır.




Şekil 2: Statik dengesizlik

**b)Eksantriklik:** Eksantriklik, dönen bir cismin ağırlık merkezinin dönme merkezine olan

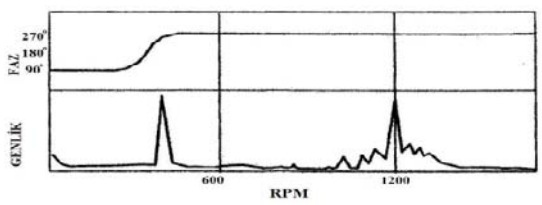
uzaklığıdır. Bu, dönme merkezinin bir tarafındaki ağırlığın diğer tarafa oranla daha fazla olduğu anlamına gelir ve cismin dönüşü aksak bir biçimde gözlemlenir. Bu tip bir uygunsuzluk, spektrumda 1X RPM frekansında, dengesizlikte olduğu gibi bir pik olarak kendini gösterir.

**c)Şaft eğikliği:** Eğik bir şaft, eğikliğin yerine ve eğim miktarına göre çok yüksek genlikte titreşimlere neden olur. Eğilmiş şaftlar, ısıl işlem vb. metotlarla düzeltilebilmekle beraber, üzerinde kalıcı gerilme bırakılmaması son derece önemlidir. Aksi halde, daha sonra yorulma sebebi ile kırılabilirler.

**d)Ayarsızlık (Kaçıklık):** Günümüz endüstrisinde çok yoğun olarak yaşanan sorunlardan birisi de kaçıklıktır. Kaçıklık öncelikle kaplinin bozulmasına sebep olur, ancak kaplin güçlüyse bu kez rulman, dişli, kayış, vb. ekipmanlarda arıza meydana gelecektir.

Ayarsızlık kendini 2X RPM frekansında, eksenel ve/veya radyal yönde, normalden yüksek titreşimler olarak gösterir. İzleme yapılırken 1X RPM değerinden çok 2X RPM ile 4X RPM arasındaki değerler gözlemlenmelidir.

**e)Doğal frekanslar ve rezonans:** Doğal frekanslar ve rezonans titreşim konusunda çok önemli bir yere sahiptir. Doğal frekans, evrendeki her nesnede var olan doğal ve zararsız bir kavramdır. Rezonans ise doğal değildir, her zaman oluşmaz ve oluşması halinde çok büyük zararlara neden olabilir. Frekans diyagramlarında yan bantları bulunmayan tek bir tepecik olarak görünürler (Şekil 3). Şekil 3 incelendiğinde, 500 rpm civarında bulunan tepecik hem yan bantları olmaması, hem de faz farkının $180^0$ olması sebebiyle rezonans göstergesidir. 1200 rpm'deki tepeciğin ise rezonans olmadığı, hem faz farkının olmaması hem de yan bantlarla çevrili olmasından dolayı açıkça bellidir.




Şekil 3: Rezonans diyagramı

Rezonansa özellikle fanlarda sıklıkla karşılaşılır. Bunun sebeplerinden ilki, kayış kasnaklı sistemlerde kasnakların aşınması sonucu fan hızının artması, ikincisi ise, özellikle kirli yerlerde çalışan fanların yüzeylerine yapışan kirleticilerin fan ağırlığını arttırmasıdır.

**f)Mekanik gevşeklik:** Genellikle 2X RPM veya çalışma hızı harmoniklerindeki yüksek titreşim ile kendini gösterdiği kabul edilmekle birlikte, mekanik gevşeklik ile ilgili olarak söylenebilecek en önemli şey, titreşime neden olmamasıdır. Gevşeklik çoğunlukla, makinenin diğer problemlere verdiği tepkidir.

**g)Rulman arızaları:** Rulmanların kalan ömrü, yaydıkları titreşim miktarı ile son derece ilgilidir. Yapılan ölçümlerden alınan verilerle kalan rulman ömrü tahmin edilip, bu tahmine göre bir acil bakım planı oluşturularak beklenmeyen arızaların önüne geçilebilir. Rulman hasar frekansları, çalışma hızının tamsayı olmayan katlarındadır (5,78X ya da 7,14X gibi).

**ı)Dişli arızaları:** Dişliler, hareket ve güç aktarımında sıklıkla kullanılan makine elemanlarıdır. Dişli arızalarının tespitinde dişli ağ frekansını (GMF) kullanmak gerekir. GMF değeri (3.1) numaralı eşitlikten bulunur.

GMF = (dişli sayısı)*(dişlinin dönüş hızı) (3.1)

Dişli arızalarının en sık yakalandığı frekanslardan biri 3X GMF frekansıdır.

**i)Elektriksel arızaların tespiti:** Her ne kadar, titreşim analizi ile elektriksel problemlerin tespit edilebilmesi garip görünse de, motorun oluşturduğu manyetik alanın ve tetiklediği manyetik kuvvetlerin yataklara iletildiği ve bunlarında titreşimler olarak algılanacakları bir gerçektir.

Birçok elektriksel problem 2X elektriksel hat frekansında tespit edilir.

**j)Kayış/kasnak arızaları:** Kayış kasnaklı tahrik sistemleri endüstride yaygın kullanım yeri bulmaktadır. Bu sistemler, eğer uygun biçimde ayarlanırlarsa, oldukça düşük titreşim değerleri ile çalışabilmektedirler. Bu tip sistemlerde titreşim değerini belirleyen üç temel unsur, kasnakların ayarı, eş merkezliliği ve kasnak yapısıyla bağlantı şeklidir.

**1.Aşınmış, gevşek ya da hatalı ayarlanmış kayışlar:** Kayış frekansı, (3.2) numaralı eşitlikten hesaplanır. Eşitlikte, tüm bilgiler

aynı kasnaktan alındığı sürece, kasnağın tahrik eden ya da tahrik edilen olmasının bir önemi yoktur.

$$\text{Kayış frekansı} = \frac{(3{,}142)(\text{kasnak RPM})(\text{kasnak çapı})}{\text{Kayış uzunluğu}} \quad (3.2)$$

Aşınmış, gevşek ya da ayarsız kayışlarda genellikle titreşim, kayış frekansının 3 ile 4. katları arasında oluşur. Çoğunlukla 2X kayış frekansı baskın olabilir.

**2.Kayış kasnak ayarsızlığı:** Kasnak ayarsızlığı her zaman eksenel titreşimler oluşturur, bu da baskı rulmanlarının aşınmasını hızlandırır. Ayarsız kasnaklar 1X RPM'de, çoğunlukla eksenel yönde titreşimler oluştururlar.

**3.Eksantrik kasnaklar:** Eksantrik kasnaklar, kayış kasnak sistemlerindeki titreşimin çok önemli bir sebebidir. Bu tip kasnaklarda 1X RPM' de yüksek genlikli titreşim oluşur.

**4.Kayış rezonansı:** Doğadaki her madde gibi, kayışların da kütlelerine, bükülmelerine ve çalışma esnasındaki gergilerine göre doğal frekansları vardır. Kayışın doğal frekansı basitçe, kayışın çekilip bırakılması sonucu oluşan tepkisinin ölçülmesiyle bulunabilir. Kayısın doğal frekansı 1X RPM' e çok yakınsa, kayış çırpınma hareketi yapar. Kasnakların hızı kayış rezonansını tetikleyebilir. Kayış doğal frekansı, kayış gergisini arttırarak, kayış uzunluğunu veya kayış merkez mesafelerini değiştirerek ya da araya bir kasnak koyarak kolayca değiştirilebilir.

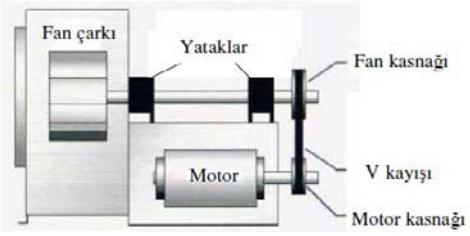
**5.Motor temel/gövde rezonansı sebebi ile aşırı titreşim:** Genelde kayış tahrikli makinelerde, motorda fazlaca titreşim olabilir. Ancak spektrum analizi yapıldığında, motor hızında motorda düşük titreşim, fan hızında yüksek titreşim değerleri alınır. Bu radyal ya da eksenel yönde olabilir. Bunun sebebi genellikle motor temeli/gövdesinin doğal frekansından etkilenmesidir. Eğer tespit rezonans olursa, temel ya da beton güçlendirilmelidir.

**6.Gevşek kasnak ya da fan göbeği:** Bazı durumlarda titreşimin nedeni gevşek bir kasnak ya da fan göbeği olabilir. Bu durumda özellikle 1X RPM' de ve bazı çalışma hızı harmoniklerinde yüksek genlikli titreşim oluşur [14].

## 4. UYGULAMA ÇALIŞMASI

### 4.1. Uygulama Çalışmasında Kullanılan Fan Hakkında Bilgiler

Uygulama çalışmasında Afşin Elbistan B Termik Santrali Baca Gazı Arıtma sisteminde bulunan egzoz fanı kullanılmıştır.



Şekil 4: Uygulama çalışmasında kullanılan fanın şematiği

**Fanın Teknik Özellikleri:**

**Marka** :Alfer Mühendislik Taahhüt Ticaret Ltd. Şti.
**Tip/ Büyüklük :** AL-B3-630
**Debi** : 26000 $m^3$/h
**Sıcaklığı** : $20^0$C
**Toplam Basınç:** 350 mmss
**Mamulün Adı** : R. VANT
**İmal Yılı** : 2002
**Fan Devri** : 1723 d/d
**Motor Devri** : 1475 d/d
**Motor** : ABB Motors
**Motor kasnak çapı:** 94 mm
**Fan Kasnak Çapı** : 81 mm
**Kayış uzunluğu :** 2700 mm

### 4.2. Titreşim Analizi Cihazının Tanıtımı ve Ölçümler

Bu çalışmada, DCX-RT/ ExpertAlert Titreşim analiz cihazı ile ölçüm yapılmıştır. Bu cihaz ile ölçüm yapabilmek için, öncelikle egzoz fanının titreşim ölçüm cihazında tanımlanması gerekmektedir.

Sırasıyla tahrik eden ekipmanın ne olduğu, motorun tahrik ettiği makineye bağlantı şekli (kaplin, kayış/kasnak vb.), motor üzerinde kaç noktadan ölçüm yapılacağını, tahrik edilen makinenin ne olduğu (pompa, fan, generatör vb.), fan üzerinde ölçüm yapılacak nokta sayısı, yatak seçimi yapılarak ölçüm yapılacak makine cihaza tanıtılır.

Sistemde çalışan bir fan üzerinde; motor ayağı tamiri, sönümleyici lastik takoz değişimi, rulman değişimi, kayış/kasnak ayarı ve fan üzerinde biriken tozların temizliği yapılmıştır.

Motorun yatakları ve fan yatakları olmak üzerinde toplam 4 noktadan titreşim ölçümü yapılmış ve spektrum analizi grafikleri incelenerek fandaki titreşim minimize edilmeye çalışılmıştır.

## 5.SONUÇLAR

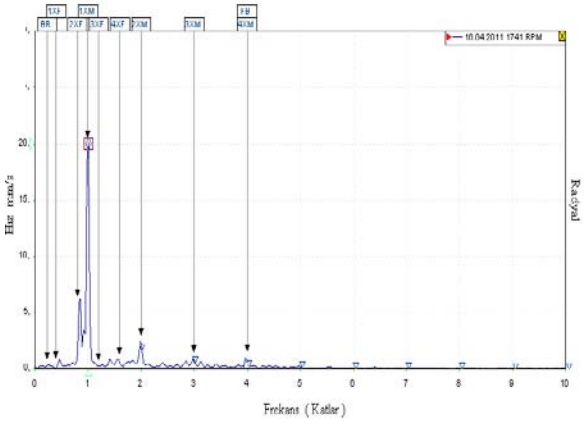
Şekil 5' deki spektrum analiz grafiğinde de görüldüğü gibi bakım öncesi bir numaralı yatakta 1X radyal yönde 20 mm/s olan titreşim değeri, bakım sonrası 4 mm/s' ye düşürülmüştür (Şekil 6).

Şekil 7' deki spektrum analiz grafiğinden de görüldüğü gibi bakım öncesi iki numaralı yatakta 1X eksenel yönde 11 mm/s olan titreşim değeri, bakım sonrasında 2 mm/s' ye düşürülmüştür (Şekil 8).

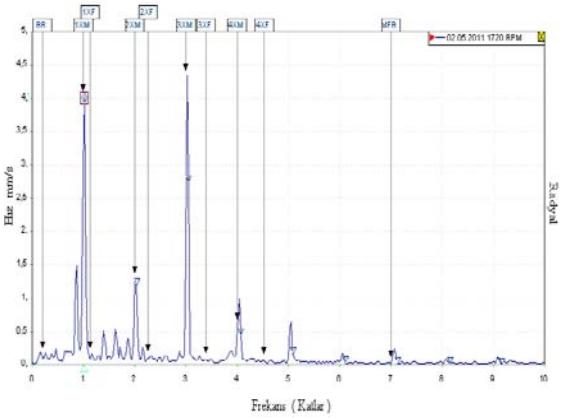
Şekil 9' daki spektrum analiz grafiğinden de görüldüğü gibi bakım öncesi üç numaralı yatakta 1X RPM radyal yönde 15 mm/s olan titreşim değeri, bakım sonrası 3 mm/s ye düşürülmüştür (Şekil 10).

Şekil 11' deki spektrum analiz grafiğinden de görüldüğü gibi bakım öncesi dört numaralı yatakta 1X RPM radyal yönde 11,5 mm/s olan titreşim değeri, bakım sonrası 8 mm/s' ye düşürülmüştür (Şekil 12).

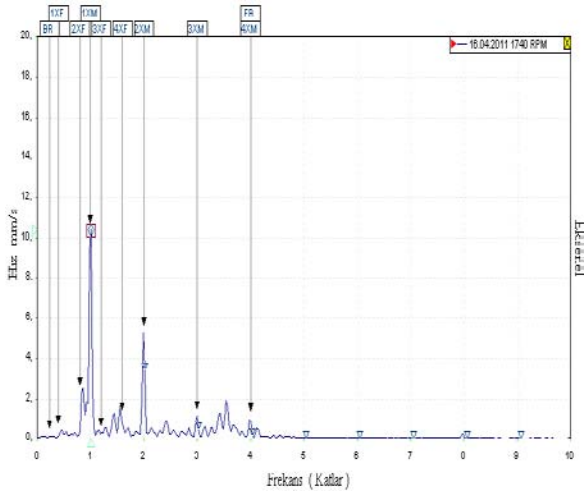
Şekil 13' deki spektrum analiz grafiğinden de görüldüğü gibi bakım öncesi dört numaralı yatakta 2X RPM eksenel yönde 12 mm/s olan titreşim değeri, bakım sonrası 1 mm/s' ye düşürülmüştür (Şekil 14).



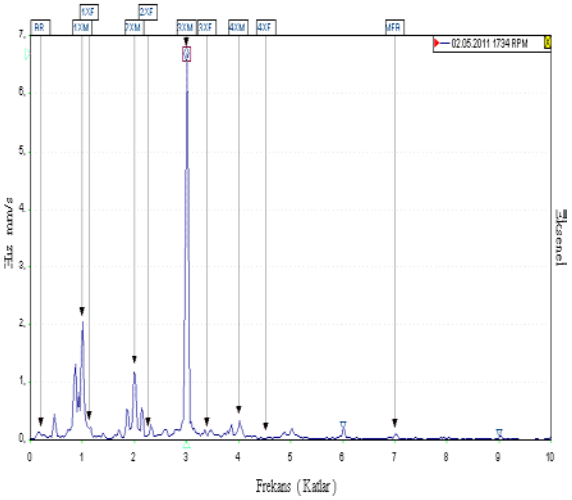

Şekil 5: Bir numaralı yatak bakım öncesi spektrum analiz grafiği.



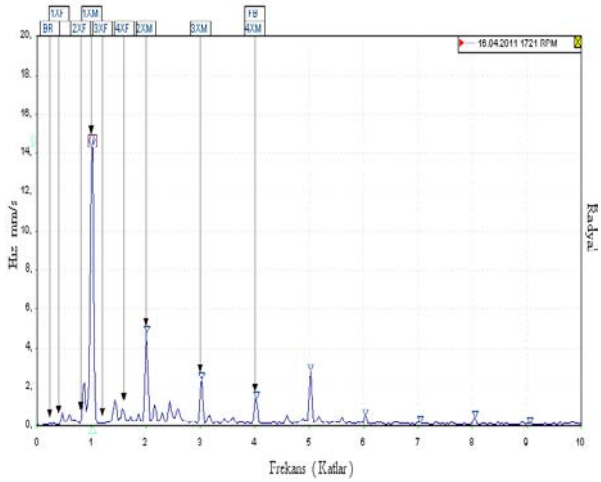

Şekil 6: Bir numaralı yatak bakım sonrası spektrum analiz grafiği.



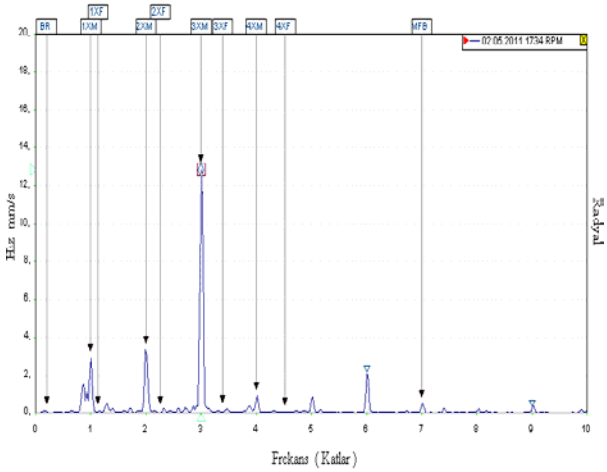

Şekil 7: İki numaralı yatak bakım öncesi spektrum analiz grafiği.



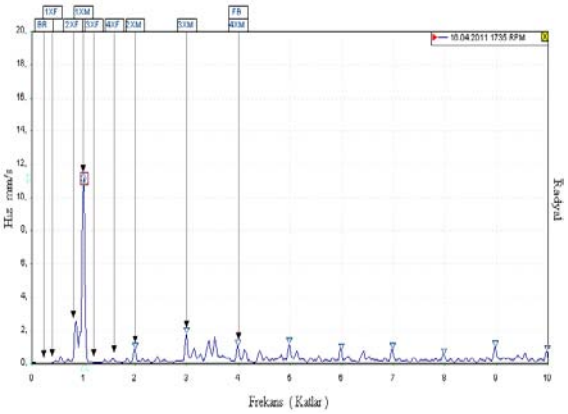

Şekil 8: İki numaralı yatak bakım sonrası spektrum analiz grafiği.



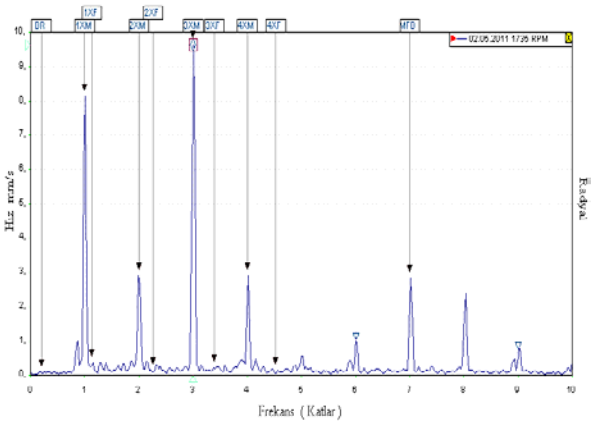

Şekil 9: Üç numaralı yatak bakım öncesi spektrum analiz grafiği.



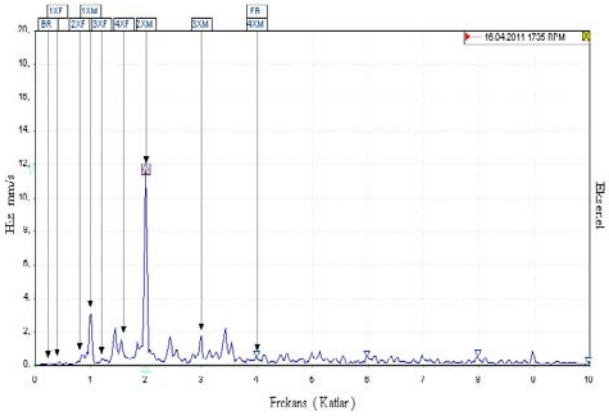

Şekil 10: Üç numaralı yatak bakım sonrası spektrum analiz grafiği.



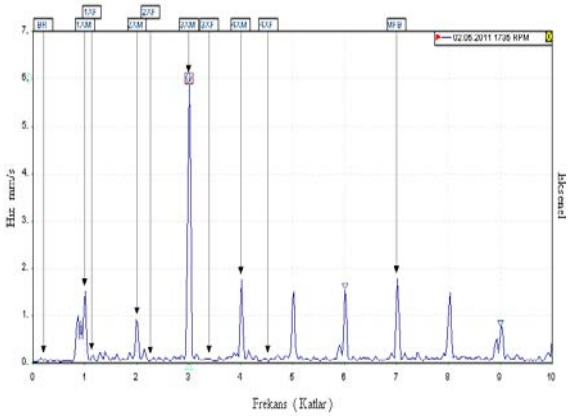

Şekil 11: Dört numaralı yatak bakım öncesi spektrum analiz grafiği (radyal)




Şekil 12: Dört numaralı yatak bakım sonrası spektrum analiz grafiği (radyal)




Şekil 13: Dört numaralı yatak bakım öncesi spektrum analiz grafiği (eksenel)




Şekil 14: Dört numaralı yatak bakım sonrası spektrum analiz grafiği (eksenel)

Tablo 1. Bakım öncesi ve sonrası titreşim değerleri.

| Ölçüm Noktası | Bakım Öncesi Titreşim Değerleri | Bakım Sonrası Titreşim Değerleri | Yüzde Değişim |
|---|---|---|---|
| **1 Numaralı yatak (radyal)** | 20 mm/sn | 4 mm/sn | %80,00 |
| **2 Numaralı yatak (eksenel)** | 11 mm/sn | 2 mm/sn | %81,80 |
| **3 Numaralı yatak (radyal)** | 15 mm/sn | 3 mm/sn | %80,00 |
| **4 Numaralı yatak (radyal)** | 11,5 mm/sn | 8 mm/sn | %30,43 |

| | | | |
|---|---|---|---|
| **4 Numaralı yatak (eksenel)** | 12 mm/sn | 1 mm/sn | %91,67 |

Tablo 1' den de görüldüğü gibi, yapılan analiz ve bakım işlemlerinden sonra titreşim değerleri büyük ölçüde azalmıştır.

Sonuç olarak; beklenmedik arızalarda bakım ve onarım uzun sürer, yedek parça bulmak zorlaşır, bununla birlikte üretim kayıpları ve maliyetler de artar. Makine ve ekipmanların arızalarının önceden belirlenmesi ve uygun zamanlarda durdurularak arızalarının giderilmesi çok önemlidir. Kestirimci bakım yöntemlerinden titreşim analizi ile muhtemel arızaların tespit edilebileceği gibi üretim kayıpları ve maliyet artışlarının önüne geçilebilir.

## 7. KAYNAKLAR


1. Belek, T. ve Toprak, T. "Titreşim ölçümüne dayalı makine bakım", Brüel & Kjaer Teknik Personel Eğitimi Kurs Notları, İTÜ Makine Fakültesi, İstanbul, 2003

2. Tekelioğlu, M., "Titreşim analiziyle kestirimci bakım", Bilgilendirme Semineri, Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir, 1992

3. Belek, T. ve Toprak, T. "Endüstriyel tesislerde makine performansının izlenmesi ve bilgisayar destekli bakım Planlanması", Brüel & Kjaer Teknik Personel Eğitimi Kurs Notları, İTÜ Makine Fakültesi, 1991.

4. Arslan, S., "Titreşim Analizi İle Fanlarda Arıza Teşhisi ve Kestirimci Bakım", Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak, 124 s., 2010.

5. Orhan, S., Arslan, H., Aktürk, N., ''Titreşim analizi ile rulman arızalarının belirlenmesi'', Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Dergisi, 18 (2), s.39-48, 2003.

6.Köse, K., ''Makine arızalarının belirlenmesinde titreşim analizi'', Mühendis ve Makine, 45 (538), s.24-32, 2003.

7. Koyuncu, A., "Endüstriyel sistemlerde kestirimci bakım açısından kademeli pompanın incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2003.

8. Aktürk, N. and Gohar, R., ''The effect of ball size variation on vibrations associated with ball-bearings'', Proc. I.Mech.E., 212 Part J, s.101-109, 1998.


## 6. SEMBOLLER VE KISALTMALAR

| Sembol | Açıklama |
|---|---|
| T | Periyot |
| F | Frekans |
| Φ | Faz |

| Kısaltma | Açıklama |
|---|---|
| Hz | Hertz |
| CPM | Dakikadaki devir sayısı |
| RPM | Revolutions Per Minute |
| RMS | İvme birimli ölçümlerde Genlik |
| Tp | Hız birimli ölçümlerde Genlik |
| Tp-Tp | Deplasman birimli ölçümlerde |
| ICP | Integrated circuit piezoelectric |
| GMF | Dişli Ağ Frekansı |


9. Baykara, V. İ., ''Titreşim analizi ile şanzımanlarda arıza teşhisi ve kestirimci bakım'', Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2009.

10. Kalyoncu, M., "Titreşim analizi ile makine elemanları arızalarının belirlenmesi", Mühendis ve Makine 47 (552): 28-35, 2006.

11. Vibratek, "Titreşim Mühendisliği 1 ve 2 Seminer Notları", Vibratek Mühendislik ve Mümessillik Ltd, Ankara, 2000.

12. Scheffer, C., Girdhar, P., ''Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance'', Queen's University Mechanical Engineer Course Notes, 2004.

13. Kalyoncu, M., ''Titreşim analizi ile makine elemanları arızalarının belirlenmesi'', Mühendis ve Makine 47 (552), s.28-35, 2006.

14. Denli, B. H., ''Kestirimci bakım ve uygulamalarının iyileştirilmesi'', Yüksek Lisans Tezi, Mersin Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007.

# ÇOK BÖLMELİ ÇERÇEVELERİN DÜZLEM İÇİ VE DIŞI SERBEST TİTREŞİMİ

Hıdır ERKAN, Hasan ÖZTÜRK, Mustafa SABUNCU

Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü Tınaztepe Kampüsü, Buca -İZMİR

hidir.erkan@hotmail.com, hasan.ozturk@deu.edu.tr, mustafa.sabuncu@deu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada, farklı açılara sahip kolonlardan oluşan çok bölmeli çerçeve sistemlerin düzlem içi ve düzlem dışı doğal frekansları ve buna bağlı modları araştırılmıştır. Çerçeve yapılar SolidWorks programında modellenerek, sonlu elemanlar metodu ile analiz yapılmıştır. Elde edilen doğal frekans değerleri arasında bir ilişki ortaya çıkmış ve bu ilişki bir kurala bağlanmıştır. Ayrıca doğal frekanslar ve modlar tablolar halinde verilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Çok bölmeli çerçeveler, sonlu elemanlar yöntemi, düzlem içi titreşim, düzlem dışı titreşim.

# IN-OUT PLANE FREE VIBRATIONS OF MULTI-BAY FRAMES

## ABSTRACT

In this study, mode shapes and natural frequencies of the in-plane and out-plane free vibrations of multi-bay frames, which consist of columns with different angles have been studied. Frame structures have been modeled in SolidWorks and analyzed by using the finite element method. A relationship has been obtained between the of natural frequency values, and this relationship has been associated with a rule. Moreover, the natural frequencies and mode shapes have been shown in tables.

**Keywords:** Multi-bay frames, finite element method, in-plane vibration, out-plane vibration.

## 1.GİRİŞ

Çerçeve sistemleri, uçaklarda, türbinlerde, taşıyıcı sistemlerde, inşaat sektöründe ve uzay araçlarında yapı iskeleti olarak sıkça kullanılmaktadırlar. Bu ve benzeri yapılar çalışma esnasında statik ve dinamik zorlamalara maruz kalırlar. İskelet sistemleri zorlamalar karşısında yapıların temel davranışını belirlemektedir. Bu sebeple, özellikle dinamik yükler altında, çerçeve sistemleri en küçük yapısından başlanılarak araştırılmaya değer görülmüştür. Titreşim analizi ise bu araştırmaların merkezindedir ve en kapsamlısıdır. Kapur [1], Timoshenko çubuğunun titreşim analizini kesme kuvveti ve dönme atalet etkilerini içeren kiriş eleman kullanarak sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplamıştır. Thomas ve Abbas [2], Timoshenko çubuğunun sınır koşullarını tamamen sağlayan sonlu elemanlar modeli oluşturarak dinamik analizini yapmışlardır. Basci, Toridos, Khozeimeh ve Fettahlıoğlu [3], diferansiyel denklemlerde, tam tanımlı yer değiştirme fonksiyonlarını kullanarak çerçeve yapıların doğal frekanslarını araştırmışlardır. Lee ve Ng [4], düzlemsel çerçeve yapıların düzlem içi modlarını ve frekanslarını Rayleigh-Ritz prensibiyle incelemişlerdir. Thomas, Belek [5] ve Rieger,

McCallion [6], düzlemsel çok bölmeli çerçeve yapıların düzlem içi modlarını ve frekanslarını sonlu elemanlar yöntemiyle araştırmışlar ve frekanslarla mod şekilleri arasındaki bağlantıyı incelemişlerdir. Weaver ve Prohl [7], Chang G.S. ve Chang C.H. [8], düzlemsel çerçevelerin düzlem içi ve düzlem dışı serbest titreşim frekansları ve mod şekilleri arasındaki ilişkiyi sonlu elemanlar yöntemiyle araştırmışlardır. Daneshman, Abdollahi, Liaghat ve Lari [9], çerçeve yapıların serbest titreşim analizlerini BSWI yöntemiyle yapmışlardır. Kawashima ve Fijimato [10], çerçeve yapıların serbest titreşim analizlerini sonlu elemanlar yönteminde elemanlar arasında yarı-katı bağlantılar tanımlayarak incelemişlerdir. Şakar, Öztürk ve Sabuncu [11], çok bölmeli çerçeve yapıların periyodik yük altında düzlem içi dinamik kararlığını sonlu elemanlar yöntemiyle araştırmıştırlar.

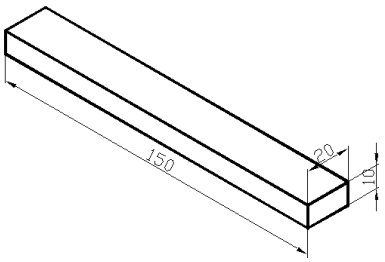
Bu bildiride, bir ve birden fazla hücreden oluşan çerçevelerin düzlem içi ve düzlem dışı doğal frekansları ve modları incelenmiştir. Çalışmada çerçeveler SolidWorks 2011 programında kiriş [12] eleman olarak modellenmiş ve sonlu elemanlar yöntemi ile serbest titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Programda birden fazla hücre ve bu hücrelerin kombinasyonlarından oluşan çerçeve sistemleri tasarlanmıştır. Her hücre ve her çerçeve sistemi için analiz yapılmıştır ve analiz sonuçları frekansa, baskın çubuğa, yer değiştirme düzlemine ve mod şekline göre sınıflandırılmıştır. Yapılan sınıflandırma vasıtasıyla modların oluşmasında asıl etkenin hangi parametre olduğu incelenmiştir ve bir kurala bağlanmıştır.

## 2. ÇERÇEVELERİN MODELLENMESİ

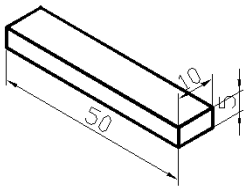
Bu bölümde; kullanılan kolon, kiriş, çerçeve hücreleri, çerçeve sistemleri ve tasarım kriterleri verilmiştir.

### 2.1. KOLON VE KİRİŞLER

Şekil 1 ve 2'de çerçeve yapıların tümünde kullanılan kolon ve kiriş verilmiştir.




Şekil 1. Kolon




Şekil 2. Kiriş

Kolon ve kirişlerin elastisite modülü $1.9512 \times 10^{11}$ $N/m^2$ ve yoğunluğu 9614.78 $kg/m^3$'dür. Analizin doğruluğu için, Thomas ve Belek [5]'in makalesindeki veriler kullanılarak çerçeveler için analizler yapılmıştır. Sonlu elemanlar modelinde kiriş eleman kullanılmış ve Tablo1'de görülebileceği gibi sonuçlar oldukça yakın çıkmıştır.

Tablo 1. Elde edilen tek hücreli çerçeve yapının doğal frekanslarının, Referans [5]'deki sonuçlar ile karşılaştırılması.

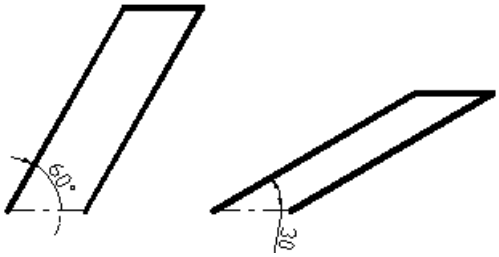
| **Modlar** | **Referans [5]'deki Değerler (Hz)** | **Analiz Sonuçları(Hz)** |
|---|---|---|
| 1 | 152.7 | 154.4 |
| 2 | 604.2 | 600.91 |
| 3 | 984.5 | 974.6 |
| 4 | 1068.6 | 1058.7 |

### 2.2 TASARIMLAR

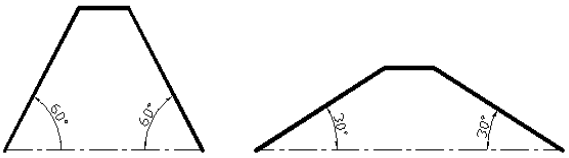
Modlar arasında anlamlı bir genelleme yapabilmek için farklı yapıda çerçeve hücreleri modellenmiştir. Şekil 3, 4 ve 5'de bu hücreler verilmiştir. Şekil 6, 7, 8, 9 ve 10'da ise çerçeve hücrelerinden türetilen çerçeve sistemleri verilmiştir.



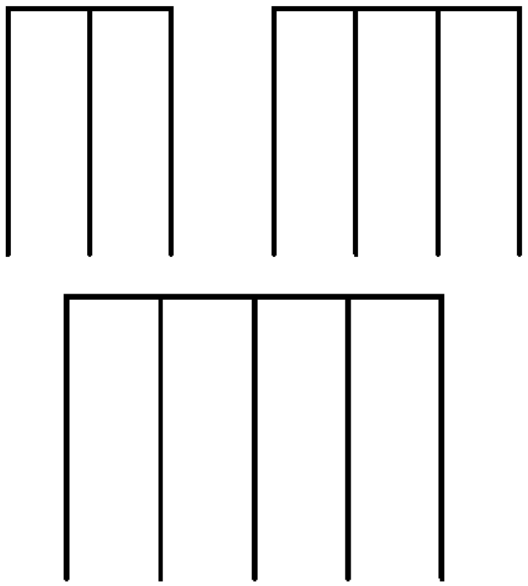

Şekil 3. 90° açılı hücre



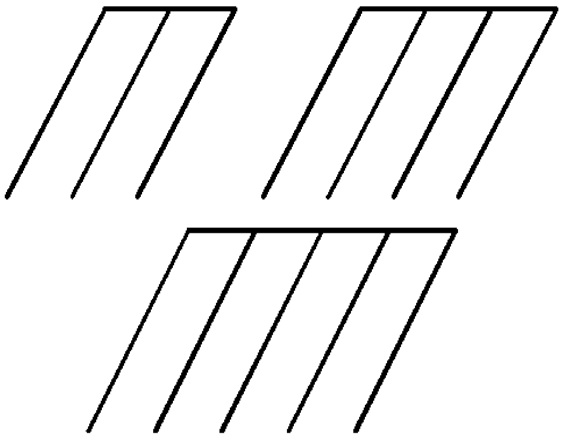

Şekil 4. Baklava dilimi şeklinde 60° ve 30° açılı hücreler(B60°-B30°)



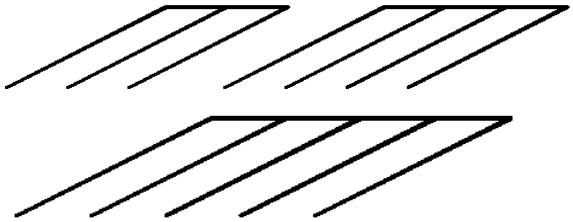

Şekil 5. Pergel şeklinde 60° ve 30° açılı hücreler (P60°P30°)



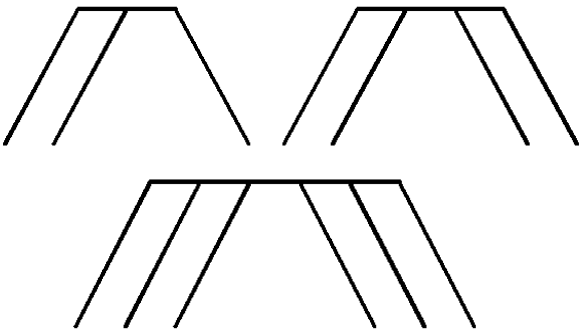
Şekil 6. 90° açılı hücrelerden oluşan çerçeve sistemleri



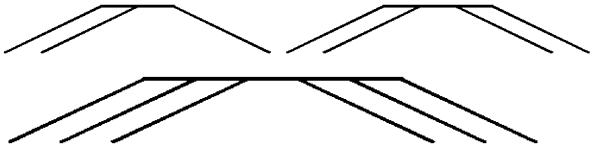
Şekil 7. B60° açılı hücrelerden oluşan çerçeve sistemleri



Şekil 8. B30° açılı hücrelerden oluşan çerçeve sistemleri



Şekil 9. B60° - P60° açılı hücrelerden oluşan çerçeve sistemleri



Şekil 10. B30° - P30° açılı hücrelerden oluşan çerçeve sistemleri

## 3. NUMERİK ANALİZ

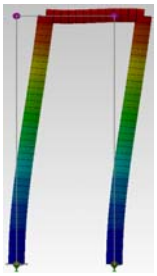
Elde edilen sonuçlar mod şekline, frekansa, baskın çubuğa ve yer değiştirme düzlemine göre sınıflandırılmıştır.

Şekil 11, 12 ve 13'de gösterildiği gibi 90° açılı hücrenin ve bu hücreden oluşan çerçeve sistemlerinin mod şekilleri örnek olarak verilmiştir ve Tablo 2, 3 ve 4'de modlar sınıflandırılmıştırlar.

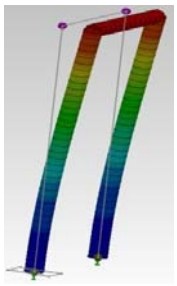


9.mod

Şekil11. 90° açılı hücrenin mod şekilleri



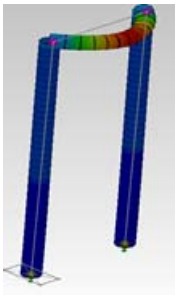
1.mod



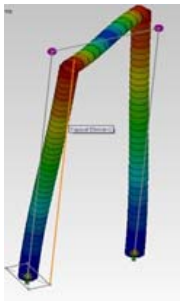
2.mod



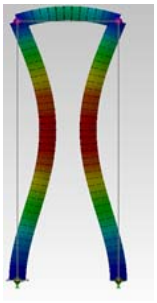
3.mod



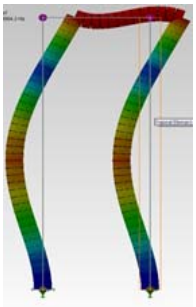
4.mod



5.mod



6.mod



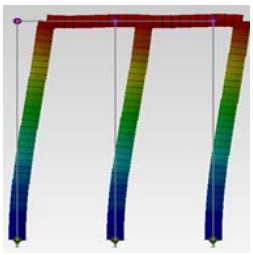
7.mod



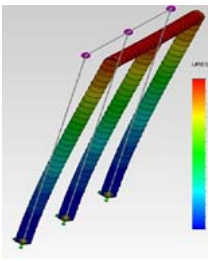
8.mod

Tablo 2. 90° açılı hücrenin modlarının sınıflandırılması

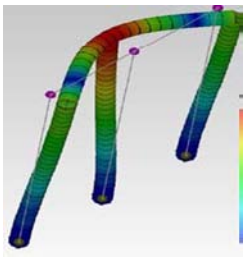
| **Modlar** | **Frekans (Hz)** | **Baskın Çubuk** | **Yer Değiştirme Düzlemi** |
|---|---|---|---|
| 1 | 365.09 | Kolon | Düzlem içi eğilme |
| 2 | 596.08 | Kolon | Düzlem dışı eğilme |
| 3 | 628.76 | Kolon | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 4 | 1262 | Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 5 | 1319.9 | Kolon ve Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 6 | 1428.8 | Kolon ve Kiriş | Düzlem içi eğilme |
| 7 | 2004.2 | Kolon | Düzlem içi eğilme |
| 8 | 2518.6 | Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 9 | 2569 | Kolon ve Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |



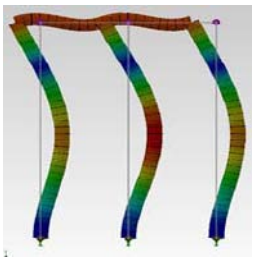
1.mod



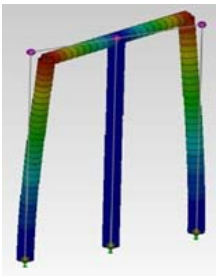
2.mod



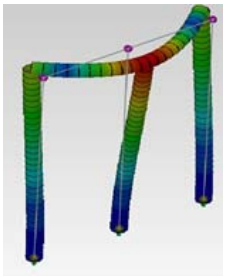
9.mod



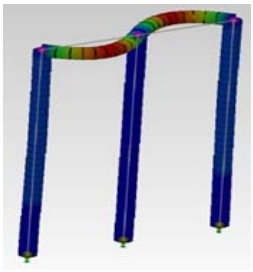
10.mod



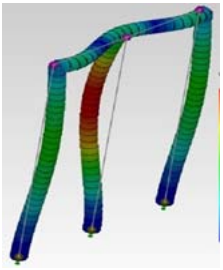
3.mod



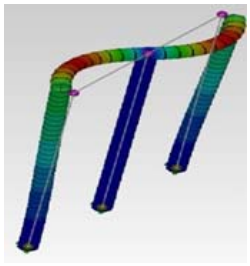
4.mod



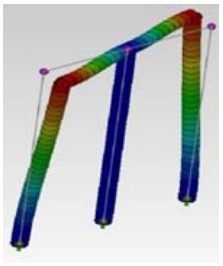
11.mod



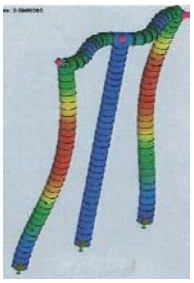
12.mod



5.mod

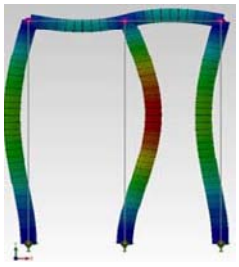


6.mod

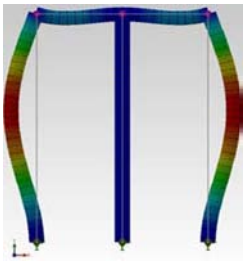


13.mod

Şekil12. 90˚ açılı hücrelerden oluşan iki bölmeli çerçeve sisteminin mod şekilleri



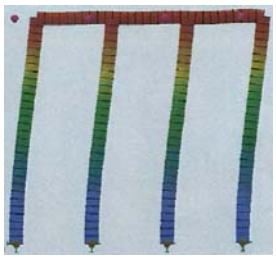
7.mod



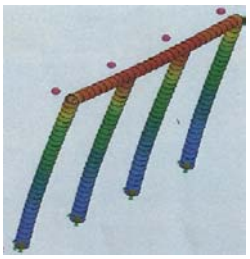
8.mod

Tablo 3. 90° açılı hücrelerden oluşan iki bölmeli çerçeve sisteminin modlarının sınıflandırılması

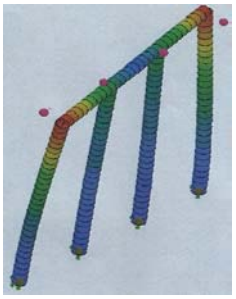
| **Modlar** | **Frekans (Hz)** | **Baskın Çubuk** | **Yer Değiştirme Düzlemi** |
|---|---|---|---|
| 1 | 368.65 | Kolon | Düzlem içi eğilme |
| 2 | 581.67 | Kolon | Düzlem dışı eğilme |
| 3 | 612.19 | Kolon | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 4 | 1169.4 | Kolon | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 5 | 1269.8 | Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 6 | 1298.5 | Kolon | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 7 | 1451.9 | Kolon ve kiriş | Düzlem içi eğilme |
| 8 | 1453.4 | Kolon ve kiriş | Düzlem içi eğilme |
| 9 | 1496.1 | Kolon | Düzlem içi eğilme ve burulma |
| 10 | 2012.5 | Kolon | Düzlem içi eğilme |
| 11 | 2531.5 | Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 12 | 2562 | Kolon ve Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 13 | 2572.3 | Kolon ve Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |



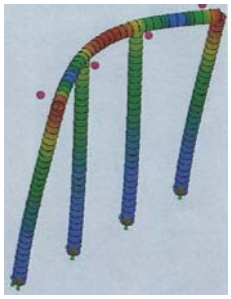
1.mod



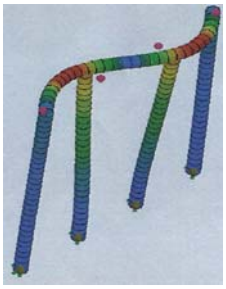
2.mod



3.mod



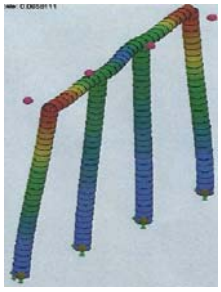
4.mod



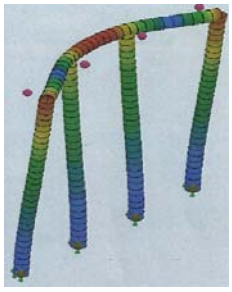
5.mod



6.mod



7.mod



8.mod



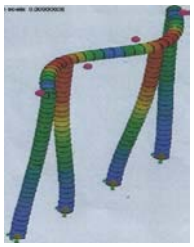
9.mod



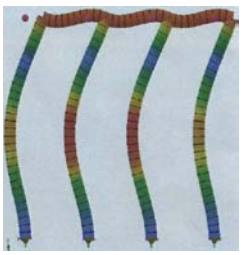
10.mod



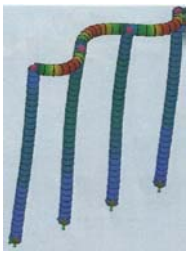
11.mod



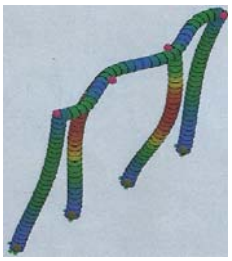
12.mod



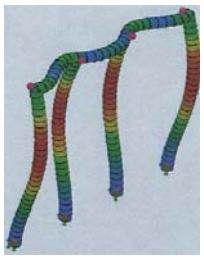
13.mod



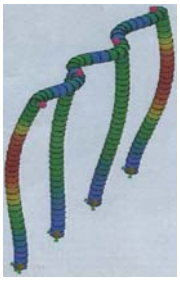
14.mod



15.mod



16.mod



17.mod

Şekil13. 90˚ açılı hücrelerden oluşan üç bölmeli çerçeve sisteminin mod şekilleri

Tablo 4. 90° açılı hücrelerden oluşan üç bölmeli çerçeve sisteminin modlarının sınıflandırılması

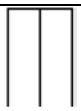
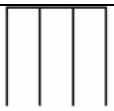
| **Modlar** | **Frekans (Hz)** | **Baskın Çubuk** | **Yer Değiştirme Düzlemi** |
|---|---|---|---|
| 1 | 370.51 | Kolon | Düzlem içi eğilme |
| 2 | 574.07 | Kolon | Düzlem dışı eğilme |
| 3 | 601.02 | Kolon | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 4 | 876.69 | Kolon | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 5 | 1245.7 | Kolon | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 6 | 1273.3 | Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 7 | 1293.2 | Kolon | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 8 | 1323.7 | Kolon | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 9 | 1435.9 | Kolon ve kiriş | Düzlem içi eğilme |
| 10 | 1464.6 | Kolon ve kiriş | Düzlem içi eğilme |
| 11 | 1491.7 | Kolon ve kiriş | Düzlem içi eğilme |
| 12 | 1819.2 | Kolon | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 13 | 2015.7 | Kolon | Düzlem içi eğilme |
| 14 | 2535.9 | Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 15 | 2556.1 | Kolon ve Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 16 | 2569.3 | Kolon ve Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |
| 17 | 2572.3 | Kolon ve Kiriş | Düzlem dışı eğilme ve burulma |

## 4. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada çerçeve sistemlerinin modları arasındaki ilişki sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak araştırılmıştır. Bu inceleme çerçeve sistemlerini oluşturan hücreler baz alınarak yapılmıştır.

Aşağıda verilen Tablo 5'de 90° açılı hücreden oluşan çerçevelerin modları; mod şekilleri, frekans aralıkları, baskın çubukları ve yer değiştirme düzlemleri benzer olanlar aynı satırda olacak şekilde yer almaktadır.

Tablo 5. 90° açılı hücrelerden oluşan çerçevelerin modlarının; frekans aralığına, mod şekline, baskın çubuğa ve yer değiştirme düzlemine göre sınıflandırılması.

|  Tek Hücreli Çerçevenin Modları |  İki Hücreli Çerçevenin Modları |  Üç Hücreli Çerçevenin Modları |  Dört Hücreli Çerçevenin Modları |
|---|---|---|---|
| 1 | 1 | 1 | 1 |
| 2 | 2 | 2 | 2 |
| 3 | 3,4 | 3,4,5 | 3,4,5,6 |
| 4 | 5 | 6 | 7 |
| 5 | 6,9 | 7,8,12 | 8,9,10,15 |
| 6 | 7,8 | 9,10,11 | 11,12,13,14 |
| 7 | 10 | 13 | 16 |
| 8 | 11 | 14 | 17 |
| 9 | 12,13 | 15,16,17 | 18,19,20,21 |

Tablo 5'de görüldüğü gibi; 90° açılı hücrede oluşan modlara karşılık çok bölmeli çerçevelerde bir veya birden fazla mod oluşmuştur. Örneğin tek hücreli çerçevenin birinci moduna karşılık çok bölmeli çerçevelerde de, aynı özellikte, birer mod oluşmuştur. Fakat üçüncü moda karşılık çok bölmeli çerçevelerde birden fazla mod oluşmuştur. Oluşan mod sayısının ise çerçeve sistemindeki hücre sayısına eşit olduğu gözlemlenmiştir. Çok bölmeli çerçevelerde, aynı frekans aralığında, tek bölmeli çerçeveye göre daha fazla mod oluşmasının ve oluşan mod sayısının çerçevedeki hücre sayısına eşit olmasının sebepleri şu şekilde araştırılmıştır:

1. Tablo 5'deki birinci modların hepsinde baskın çubuk kolondur ve yer değiştirme düzlemi ise düzlem içi ve eğilmedir.
2. Tablo 5'deki ikinci modlarda de baskın çubuk kolondur fakat yer değiştirme düzlemi düzlem dışı ve eğilmedir.

Bu iki madde 90° açılı hücrede oluşan modlara karşılık çerçeve sistemlerinde de birer modun oluşmasının sebebinin yer değiştirme düzleminin düzlem içi veya düzlem dışı olmadığı gözlenmiştir.

3. 90° açılı hücrede oluşan üçüncü moda karşılık çerçeve sistemlerinde birden fazla mod oluşmuştur. Üçüncü mod'ta baskın çubuk kiriş, yer değiştirme düzlemi ise düzlem dışı eğilme ve burulmadır.
4. İlk üç madde birlikte değerlendirdiğinde baskın çubuğun kolon olmasının mod sayısını belirlemediği gözlemlenmiştir. Aynı zamanda ikinci maddenin aksine yer değiştirme düzleminin düzlem dışı olmasına rağmen birden fazla mod oluşmuştur. 90° açılı hücrede oluşan dördüncü moda karşılık çerçeve sistemlerinde de birer mod oluşmuştur. Altıncı mod'ta baskın çubuk kiriş yer değiştirme düzlemi ise düzlem içi eğilme ve burulmadır.

Birinci, ikinci ve dördüncü maddeler birlikte değerlendirildiğinde yer değiştirme düzleminin düzlem içi veya düzlem dışı eğilme olmasının da mod sayısına etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir.

Bu durumda baskın çubuğun veya yer değiştirme düzleminin mod sayısı üzerinde doğrudan bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir.

Son olarak modlar arasındaki ilişki mod şekillerine göre incelenmiştir:

a) Tablo 5'deki birinci modlar dikkate alındığında; çerçeve sistemlerini oluşturan hücrelerin hepsinin aynı mod şekline sahip olduğu gözlemlenmiştir.

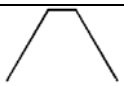
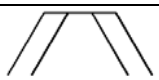
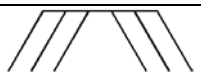
b) İkinci modlar ele alındığında da tüm hücrelerin mod şekillerinin aynı olduğu gözlemlenmiştir.

c) Tek bölmeli çerçevenin üçüncü moduna karşılık çerçeve sistemlerinde birden fazla mod oluşmuştur. Bunun sayısı da çerçeve sistemindeki hücre sayısı kadardır. Oluşan mod şekilleri incelendiğinde, tek bölmeli çerçevedeki mod şekilleriyle aynı olduğu gözlemlenmiştir

Aynı şekilde geri kalan modlar da incelendiğinde aynı sonuç bulunmuştur: Her hücre kendi başına tek bölmeli çerçevede oluşan mod şeklinin aynısını oluşturma eğilimindedir. Eğer mod şekli tüm hücrelerin bir kerede aynı şekli almasına uygun ise tek mod gözleniyor. Aksi taktirde sistemde bulunan hücre sayısı kadar mod oluşuyor.

Benzer bir inceleme B60°-P60° açılı hücreler ve bu hücrelerden oluşan simetrik ve simetrik olmayan çerçeve sistemleri için de yapılmıştır ve Tablo 6'de çerçeveler arasındaki mod ilişkisi yansıtılmıştır.

Tablo 6. B60°-P60° açılı hücrelerden oluşan çerçevelerin modlarının; frekans aralığına, mod şekline, baskın çubuğa ve yer değiştirme düzlemine göre sınıflandırılması.

|  B60° Açılı Tek Hücreli Çerçevenin Modları |  P60° Açılı Tek Hücreli Çerçevenin Modları |  İki Hücreli Simetrik Olmayan Çerçevenin Modları |  Üç Hücreli Çerçevenin Modları |  Beş Hücreli Çerçevenin Modları |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 3 | 1 | 1 | 1 |
| 2 | 1 | 2 | 2 | 2 |
| 3 | 2 | 3,4 | 3,4,5 | 3,4,5,6,7 |
| 4 | 4 | 5 | 6 | 8 |
| 5 | 5 | 6,9 | 7,8,12 | 9,10,11,17,19 |
| 6 | 6 | 7,8 | 9,10,11 | 12,13,14,15,16 |
| 7 | 7 | 10 | 13 | 18 |
| 8 | 8 | 11 | 14 | 20 |
| 9 | 9 | 12,13 | 15,16,17 | 21,22,23,24,25 |

Tablo 6'de görüldüğü gibi; B60° açılı tek hücreli çerçevenin sırasıyla birinci, ikinci ve üçüncü modlarıyla, P60° açılı tek hücreli çerçevenin sırasıyla üçüncü, birinci ve ikinci modları eşleştirilmiştir. Bu titreşim biçimleri eşleştirilirken öncelikle mod şekilleri dikkate alınmıştır. Çünkü iki hücre arasındaki tasarım farklılığı aynı mod şeklinin farklı frekanslarda oluşmasına sebep olmaktadır. Bu koşullar altında Tablo 5 için yapılan incelemeler Tablo 6 için de yapıldığında benzer sonuçların ortaya çıktığı gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar, çerçeve sistemlerinin farklı tipte/açılarda hücrelerden oluşmasının veya simetrik yapıda olmamasının kuralı değiştirmediğini göstermiştir.

## 4. KAYNAKLAR

1. KAPUR, K.K., "Vibrations of a Timoshenko beam, using finite element approach", Journal of Acoustical Society of America, Vol: 40, Number: 5, 1966, pp. 1058-1063.

2. THOMAS, J., ABBAS, B.A.H., "Finite element model for dynamic analysis of Timoshenko beam", Journal of Saund and Vibration, Vol: 41, Number: 3, 1975, pp. 291-299.

3.BASCI, M.I., TORIDIS, T.G., KHOZEIMEH, K., FETTAHLIOGLU, O.A., "Improved method of free vibration analysis of frame structures" Computers & Structures, Vol: 10, Number: 1-2, 1979, pp. 255-265.

4. LEE, H.P., HG, T.Y., "In-plane vibration of planar frame structures", Journal of Saund and Vibration, Vol: 172, Number: 3, 1994, pp. 420-427.

5. THOMAS, J., BELEK, H.T., "Free vibration of blade packets" , Journal Mechanical Engineering Sicience, Vol:19, Number:1, 1977, pp. 13-21.

6. RIEGER,N.F., McCALLION,H. "The natural frequencies of portal frames, II", Int. J. Mech. Sci. Vol:7, 1977, pp. 263-276.

7. WEAVER, F.L., PROHL, M.A. , "High-frequency vibration of steam-turbine buckets", ASME, Vol: 10, 1956, pp: 56-A-119.

8. CHANG, G.S., CHANG, C.H., "Out-plane vibration of plane frames", Journal of Saund and Vibration, Vol: 147, Number: 1, 1991, pp. 137-154.

9. DANESHMAN, F., ABDOLLAHİ, A., LIAGHAT, M., LARI, Y.B., "Free vibration analysis of frame structures using BSWI methot" ASME, 2008, pp.179-185.

10. KAWASHIMA, S., FIJIMATO, T., "Vibration analysis of frames with semi-rigid connections" Computers & Structures, Vol: 19, Number: 1-2, 1984, pp. 85-92.

11. ŞAKAR, G., ÖZTÜRK, H., SABUNCU, M., "Dynamic stability of multi-span frames subjected to periodic loading", Journal of Constructional Steel Research, Vol: 70, 2012, pp. 65-70.

12. http://help.solidworks.com

# FONKSİYON ÜRETEN KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ BEŞ PARAMETRELİ KAPALI ÇÖZÜMÜ

Hüseyin MUTLU, Ömer Oğuz TEMEL
Mersin Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 33343, MERSİN
huseyinmutlu@yahoo.com , omeroguz_temel@msn.com

## ÖZET

Pek çok makine, alet ve cihazların tasarımında, en önemli adımlardan birisini de kinematik sentez problemi oluşturur. Krank-Biyel mekanizmasının fonksiyon sentezi kapsamında çözümü, otomobil, ortopedi, buhar makinası, mekanik ölçme cihazları vb. gibi pek çok uygulama alanlarına sahiptir. Kinematik sentez problemlerinde kullanılan yöntemin başarı ölçütü, genellikle mekanizmanın çalışma aralığındaki yapısal hata fonksiyonunun dağılımının kabul edilebilir sınırlar içerisinde olmasıdır. Yapısal hata fonksiyonun en aza indirilmesi, mekanizmanın sentezinde kullanılabilecek etkili parametrelerin sayısı ile yakından ilişkilidir. Krank-Biyel mekanizmasının fonksiyon sentezinde etkili maksimum parametre sayısı ise beştir. Bu çalışmada Krank-Biyel mekanizmasının fonksiyon sentezi kapsamında beş parametreli kapalı çözümü, Kesin Nokta, Altbölge ve Galerkin yöntemleri kullanılarak elde edilmiştir. Çözüm, on ikinci dereceden bir polinomun köklerine indirgenerek mevcut tüm çözümlere ulaşılmıştır. Yöntemin etkinliği geliştirilen bilgisayar programı kullanılarak bazı test fonksiyonları ile denenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Kinematik Sentez, Fonksiyon Sentezi, Kapalı Çözüm

# FUNCTION GENERATION OF SLIDER-CRANK MECHANISIM WITH FIVE PARAMETERS BASED ON CLOSED FORM SOLUTION

## ABSTRACT

In the design of many machines, tools and equipment, one of the most important steps is the problem of kinematic synthesis. Function generation of slider-crank mechanism has many applications such as automobile, orthopedics, steam engine, mechanical measuring devices. Achievement criteria of the methods for kinematic synthesis problems usually depend on the distribution of the structural error within the operation range of the mechanisim. To minimize the structural error function is closely related to the number of designe parameters of the slider-crank mechanism. Maximum number of parameters of slider-crank mechanism in the function generation is five. In this study, the design of the slider-crank mechanism generating function with five parameters were obtained using Sub Domain, Precision Point and Galerkin methods based on closed form solution. The solution is reduced to 12th degree polynomial. In this way, it has been obtained all the available solutions. Effectiveness of the methods have been tested using the developed computer program on some functions.

**Keywords:** Kinematic Synthesis, Function Generation, Closed Form Solution

## 1. GİRİŞ

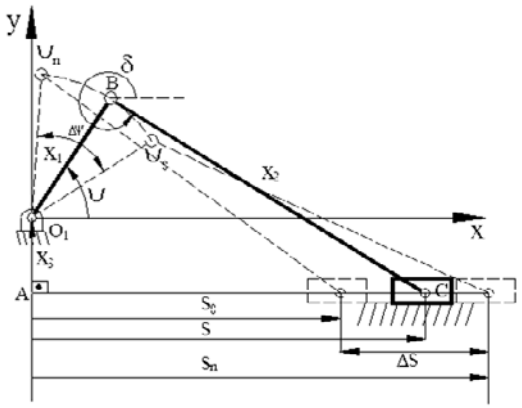
Mekanizmaların giriş ve çıkış uzuvları arasındaki hareket aktarımının istenen bir fonksiyona göre gerçekleştirilmesini sağlayacak biçimde mekanizmanın kinematik boyutlarının belirlenmesi sürecine fonksiyon sentezi adı verilir. Fonksiyon sentezi problemlerinde çok çeşitli mekanizmalardan faydalanılır. Kam, dişli, raçet vs. gibi mekanizmalar bunlara örnek verilebilir [1]. Bunlar arasında yer alan kol mekanizmaları, diğerlerine göre daha ekonomik ve basit olması nedeniyle yaygın kullanıma sahiptir.

Kol mekanizmalarının tasarımında, çıkış kolunun dönme, salınma ve kayma şeklindeki hareketlerinin zamanın bir fonksiyonu veya giriş kolunun hareketinin bir fonksiyonu olması istenir. Bu hareket denklemleri

doğrusal olmayan cebirsel ve/veya yüksek dereceden eşitliklerden oluşur[2-9]. Mekanizmalarda giriş ve çıkış uzuvları arasındaki bu çok karmaşık matematiksel ilişkiler nedeniyle önceleri sentez problemlerine grafiksel yaklaşımlarla çözümler arama yoluna gidilmiştir [10]. Fakat grafiksel metotlarda çözüm her yeni veri için tekrarı gerektirdiğinden uzun ve sıkıcı bir yöntemdir. Hızlı hesaplama olanağına sahip bilgisayarın ortaya çıkması ile istenen fonksiyonu yaklaşık olarak üretecek mekanizma sentezine ilişkin çok sayıda analitik yöntemlerin geliştirilmesi olanaklı olmuştur. Geliştirilen pek çok analitik yöntemin ortak noktası, istenen fonksiyonla, mekanizmanın ürettiği fonksiyon arasındaki farkı (hata) amaç fonksiyonu veya yapısal hata fonksiyonu olarak ele alıp bu hatayı, belirli bir çalışma aralığında en aza indirmektir. Bu yüzden, yöntemlerin çoğunda optimizasyon fikri mevcuttur. Metotlar, amaç fonksiyonunun (hata fonksiyonu) en aza indirilmesinde kullanılan matematiksel yaklaşımlara göre farklı isimler alırlar. Bunlardan en çok kullanılanlar; Kesin nokta metodu [11], Alt bölge metodu [12], Galerkin metodu [13], En küçük kareler metodu [14,15] sayılabilirler. Yapısal hatanın en aza indirilmesinde, en önemli faktör, mekanizmaya ait bilinmeyen parametre sayılarının fazlalığıdır. Daha önce sözü edilen yöntemler iterasyona dayandığından, bilinmeyen parametre sayısı fazla olduğunda, çözümde çok büyük güçlükler ortaya çıkmakta, çoğu zaman da çözümü mümkün olmamaktadır. Örneğin [16] da dokuz konuma uygulanan kesin nokta sentezinin çözümünde Newton-Raphson adıyla bilinen sayısal, doğrusal olmayan denklem çözüm tekniği, "Çizme bağı" denilen bir çözüm stratejisi içinde kullanılmıştır. Ancak, karmaşık denklem doğasından ötürü çizim her başlangıç değeri için var olmamaktadır. Çözüm olması halinde bile farklı başlangıç değeri için farklı sonuçlar elde edildiği gösterilmiştir. Kinematik sentez problemlerinde yapısal hatanın en aza indirilmesinde Kesin Nokta metodu ve en küçük kareler yöntemi yaygın olarak kullanılmaktadır [15,17]. Bu yöntemin esası, verilen noktalarda (kesin noktalar) yapısal hatanın sıfır olması ve ara değerlerde ise hatanın en az olmasıdır. Ara değerlerde yapısal hatanın en az olması, yapısal hatayı sıfır yapan kesin nokta sayısının fazlalığı ile yakından ilgilidir. Seçilebilen bu noktaların sayısı tasarımda etkili olan mekanizma kinematik boyutlarının sayısına bağlıdır. Ancak tasarımda, kullanılan parametre sayısı arttıkça kapalı çözümler elde edilmesi güçleşmektedir. Çoğunlukla bilinmeyen parametre sayısının beşi geçtiği durumlarda, kapalı çözümlerin mekanizma tasarımlarına doğrudan uygulanması istenir sonuçlara götürmez [9]. Bu çalışmada, fonksiyon sentezi kapsamında tasarım parametre sayısı en fazla beş olan krank-biyel mekanizmasının arzu edilen bir fonksiyonu en az hata ile üretecek biçimde tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarımda maksimum beş olan parametre sayısı kullanılarak çözüm, on ikinci dereceden bir polinomun köklerine indirgenmiştir. Bu yolla mümkün olan tüm çözümlere ulaşılmıştır. Ayrıca çözümde Kesin Nokta, Alt Bölge ve Galerkin metotları kullanılarak alternatif çözümle ulaşılması tasarımcıya daha geniş imkanlar sağlanmıştır. Kurulan matematik modelin etkinliği, geliştirilen bilgisayar programı kullanılarak, bazı test fonksiyonları üzerinde denenmiştir. Elde edilen sonuçlar Literatür ile karşılaştırılmış ve sonuçların daha iyi olduğu görülmüştür.

## 2. FONKSİYON ÜRETEN KRANK-BİYEL MEKANİZMASI

İstenilen bir fonksiyonu üreten krank-biyel mekanizmasının tasarım parametreleri Şekil 1. de sunulmuştur. Burada, $x_1$ krank, $x_2$ biyel boyu, $x_3$ pistonun hareket doğrultusunun krank pim merkezine olan dik uzaklığı, $\psi_0$ krank kolunun harekete başlama açısı ve $s_0$ da krank açısının başlangıç konumuna karşılık gelen piston pim merkezinin $AO_1$ doğrusuna dik uzaklığını simgelemektedir. Krank-Biyel mekanizmasının fonksiyon üretimi kapsamında tasarımında iki farklı fonksiyonel ilişkiden söz edilebilir. Bunlar, giriş kolu dönüsü ($\psi$) ile çıkış uzvu olan pistonun (s) doğrusal yer değiştirmesi arasındaki fonksiyonel ilişki ile giriş kolu dönüsü ($\psi$) ile biyel uzvunun yatayla yaptığı açı ($\delta$) arasındaki fonksiyonel bağıntıdır. Öncelikle $\psi$-s fonksiyonel bağıntısı ele alınırsa, Şekil 1. den $AO_1BC$ kapalı döngüsünden yazılan vektörel ifadenin kareleri alınıp taraf tarafa toplanması sonucunda biyel kolunun yatayla yaptığı ($\delta$) açısı yok edildiğinde, aşağıdaki hareket denklemi bulunur.




Şekil 1. Fonksiyon Üreten Krank-Biyel Mekanizması Tasarım Parametreleri

$$x_1^2 - 2sx_1 Cos\psi + 2x_1x_3 Sin\psi + x_3^2 + s^2 - x_2^2 = 0 \qquad (1)$$

Krank-biyel mekanizmasının (ψ) açısı ile istenen fonksiyonunu bağımsız değişkeni (x) ve piston deplasmanı (s) ile fonksiyon bağımlı değişkeni (y) arasında aşağıdaki doğrusal bağıntılar kurulabilir.

$$\psi = \psi_0 + \psi'; \quad \psi' = R_x(x - x_0); \quad R_x = \frac{\Delta\psi}{\Delta x} \qquad (2)$$
$$s = s_0 + s'; \quad s' = R_y(y - y_0); \quad R_y = \frac{\Delta s}{\Delta y}$$

$(\Delta x = x_n - x_0)$

Burada, tasarımcı tarafından belirlenen, $(\Delta\psi = \psi_n - \psi_0)$, $(\Delta s = s_n - s_0)$, sırası ile krank kolu ve pistonun çalışma aralığı, $(\Delta x = x_n - x_0)$, $(\Delta y = y_n - y_0)$ ise üretilen fonksiyonun bağımsız ve bağımlı değişkenlerinin değişim miktarlarıdır. (2) eşitlikleri (1) de yerine yazıldığında G( $s_0, \psi_0, x_1, x_2, x_3; x, y$ )=0 şeklindeki hareket denklemi;

$$2s's_0 + s'^2 + Z_3(Sin\psi_0 Cos\psi' + Cos\psi_0 Sin\psi') + Z_1(-s_0 Cos\psi_0 Cos\psi' + s_0 Sin\psi_0 Sin\psi' - s' Cos\psi_0 Cos\psi' + s' Sin\psi_0 Sin\psi') + Z_2 = 0 \qquad (3)$$

bulunur. Burada;

$Z_1 = 2x_1; \quad Z_2 = x_1^2 + x_3^2 + s_0^2 - x_2^2; \quad Z_3 = 2x_1x_3$

olarak tanımlanmıştır.

(3) denkleminden, $(s_0, \psi_0, x_1, x_2, x_3)$ bilinmeyen büyüklüklerin çözümü için, katsayıları Kesin Nokta, Altbölge ve Galarkin metotlarına göre hesaplanabilen beş bilinmeyenli doğrusal olmayan denklem kümesi aşağıdaki gibidir.

$$(a_i s_0 + g_i) + Z_3(c_i Sin\psi_0 + b_i Cos\psi_0) + Z_1(-c_i s_0 Cos\psi_0 + b_i s_0 Sin\psi_0 - d_i Cos\psi_0 + e_i Sin\psi_0) + f_i Z_2 = 0 \qquad (4)$$
$$i = 1,2,3,4,5$$

($a_i$, $b_i$, $c_i$, $d_i$, $e_i$, $f_i$, $g_i$) katsayıları üç metoda göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

## Kesin Nokta Metodu:

$$a_i = 2s_i'; \quad b_i = Sin\psi_i'; \quad c_i = Cos\psi_i'; \quad d_i = s' Cos\psi_i'; \quad e_i = s_i' Sin\psi_0'; \quad f_i = 1; \quad g_i = s_i'^2; \quad i = 1,2,3,4,5 \qquad (5)$$

## Altbölge Metodu:

$$\left.\begin{aligned} a_i &= 2\int_{x_{i-1}}^{x_i} s'dx; \\ b_i &= \int_{x_{i-1}}^{x_i} Sin\psi' dx; \\ c_i &= \int_{x_{i-1}}^{x_i} Cos\psi' dx; \\ d_i &= \int_{x_{i-1}}^{x_i} s' Cos\psi' dx; \\ e_i &= \int_{x_{i-1}}^{x_i} s' Sin\psi' dx; \\ f_i &= \int_{x_{i-1}}^{x_i} dx; \\ g_i &= \int_{x_{i-1}}^{x_i} s'^2 dx; \end{aligned}\right\} i = 1,2,3,4,5 \qquad (6)$$

## Galarkin Metodu:

$$\left.\begin{aligned} a_i &= 2\int_{x_0}^{x_n} s' w_i(x) dx; \\ b_i &= \int_{x_0}^{x_n} Sin\psi' w_i(x) dx; \\ c_i &= \int_{x_0}^{x_n} Cos\psi' w_i(x) dx; \\ d_i &= \int_{x_0}^{x_n} s' Cos\psi' w_i(x) dx; \\ e_i &= \int_{x_0}^{x_n} s' Sin\psi' w_i(x) dx; \\ f_i &= \int_{x_0}^{x_n} w_i(x) dx; \\ g_i &= \int_{x_0}^{x_n} s'^2 w_i(x) dx; \end{aligned}\right\} i = 1,2,3,4,5 \qquad (7)$$

(5) ifadesindeki Kesin Nokta Metodu (3) nolu hareket denkleminin verilen 5 nokta sıfır olmasını, Alt Bölge Metodunu içeren (6) denkleminde (3) nolu hareket denkleminin seçilen 5 adet alt aralıkta ortalamasının sıfır olmasını ve (7) ifadesindeki Galarkin Yönteminde ise birbirinden bağımsız ve keyfi seçilen 5 adet ağırlık fonksiyonu ile (3) denkleminin çarpımının istenen fonksiyonun değişim aralığında integralinin sıfır olmasını ifade etmektedir.

Kapalı çözümlere ulaşmak amacı ile (4) denklem kümesinden sırası ile ($Z_2$, $Z_3$) ve ($Z_1$) yok edilip yeniden düzenlenirse ($Tan\psi_0$) ve ($s_0$)bilinmeyen parametrelerine bağlı doğrusal olmayan iki denklem elde edilir.

$$a_{pk}s_0^2+(b_{pk}+c_{pk}\cos 2\psi_0+d_{pk}\sin 2\psi_0)s_0 +e_{pk}+f_{pk}\cos 2\psi_0+g_{pk}\sin 2\psi_0)=0 \quad k=1,2 \qquad (8)$$

(8) ifadesindeki hesaplanabilir katsayılar aşağıda verilmiştir.

$a_{pi}$=$2a_kb_3c_2f_1$- $2a_3b_kc_2f_1$- $2a_kb_2c_3f_1$+ $2a_2b_kc_3f_1$+ $2a_3b_2c_kf_1$- $2a_2b_3c_kf_1$- $2a_kb_3c_1f_2$+ $2a_3b_kc_1f_2$+ $2a_kb_1c_3f_2$- $2a_1b_kc_3f_2$- $2a_3b_1c_kf_2$+ $2a_1b_3c_kf_2$+ $2a_kb_2c_1f_3$- $2a_2b_kc_1f_3$- $2a_kb_1c_2f_3$+ $2a_1b_kc_2f_3$+ $2a_2b_1c_kf_3$- $2a_1b_2c_kf_3$- $2a_3b_2c_1f_k$+ $2a_2b_3c_1f_k$+ $2a_3b_1c_2f_k$- $2a_1b_3c_2f_k$- $2a_2b_1c_3f_k$+ $2a_1b_2c_3f_k$

$b_{pi}$= $a_kb_3d_2f_1$- $a_3b_kd_2f_1$- $a_kb_2d_3f_1$+ $a_2b_kd_3f_1$+ $a_3b_2d_kf_1$- $a_2b_3d_kf_1$- $a_kc_3e_2f_1$+ $a_3c_ke_2f_1$+ $a_kc_2e_3f_1$- $a_2c_ke_3f_1$- $a_3c_2e_kf_1$+ $a_2c_3e_kf_1$- $a_kb_3d_1f_2$+ $a_3b_kd_1f_2$+ $a_kb_1d_3f_2$- $a_1b_kd_3f_2$- $a_3b_1d_kf_2$+ $a_1b_3d_kf_2$+ $a_kc_3e_1f_2$- $a_3c_ke_1f_2$- $a_kc_1e_3f_2$+ $a_1c_ke_3f_2$+ $a_3c_1e_kf_2$- $a_1c_3e_kf_2$+ $a_kb_2d_1f_3$- $a_2b_kd_1f_3$- $a_kb_1d_2f_3$+ $a_1b_kd_2f_3$+ $a_2b_1d_kf_3$- $a_1b_2d_kf_3$- $a_kc_2e_1f_3$+ $a_2c_ke_1f_3$+ $a_kc_1e_2f_3$- $a_1c_ke_2f_3$- $a_2c_1e_kf_3$+ $a_1c_2e_kf_3$- $a_3b_2d_1f_k$+ $a_2b_3d_1f_k$+ $a_3b_1d_2f_k$- $a_1b_3d_2f_k$- $a_2b_1d_3f_k$+ $a_1b_2d_3f_k$+ $a_3c_2e_1f_k$- $a_2c_3e_1f_k$- $a_3c_1e_2f_k$+ $a_1c_3e_2f_k$+ $a_2c_1e_3f_k$- $a_1c_2e_3f_k$- $2b_kc_3f_2g_1$+ $2b_3c_kf_2g_1$+ $2b_kc_2f_3g_1$- $2b_2c_kf_3g_1$- $2b_3c_2f_kg_1$+ $2b_2c_3f_kg_1$+ $2b_kc_3f_1g_2$- $2b_3c_kf_1g_2$- $2b_kc_1f_3g_2$+ $2b_1c_kf_3g_2$+ $2b_3c_1f_kg_2$- $2b_1c_3f_kg_2$- $2b_kc_2f_1g_3$+ $2b_2c_kf_1g_3$+ $2b_kc_1f_2g_3$- $2b_1c_kf_2g_3$- $2b_2c_1f_kg_3$+ $2b_1c_2f_kg_3$+ $2b_3c_2f_1g_k$- $2b_2c_3f_1g_k$- $2b_3c_1f_2g_k$+ $2b_1c_3f_2g_k$+ $2b_2c_1f_3g_k$- $2b_1c_2f_3g_k$

$c_{pi}$=$a_kb_3d_2f_1$- $a_3b_kd_2f_1$- $a_kb_2d_3f_1$+ $a_2b_kd_3f_1$+ $a_3b_2d_kf_1$- $a_2b_3d_kf_1$+ $a_kc_3e_2f_1$- $a_3c_ke_2f_1$- $a_kc_2e_3f_1$+ $a_2c_ke_3f_1$+ $a_3c_2e_kf_1$- $a_2c_3e_kf_1$- $a_kb_3d_1f_2$+ $a_3b_kd_1f_2$+ $a_kb_1d_3f_2$- $a_1b_kd_3f_2$- $a_3b_1d_kf_2$+ $a_1b_3d_kf_2$- $a_kc_3e_1f_2$+ $a_3c_ke_1f_2$+ $a_kc_1e_3f_2$- $a_1c_ke_3f_2$- $a_3c_1e_kf_2$+ $a_1c_3e_kf_2$+ $a_kb_2d_1f_3$- $a_2b_kd_1f_3$- $a_kb_1d_2f_3$+ $a_1b_kd_2f_3$+ $a_2b_1d_kf_3$- $a_1b_2d_kf_3$+ $a_kc_2e_1f_3$- $a_2c_ke_1f_3$- $a_kc_1e_2f_3$+ $a_1c_ke_2f_3$+ $a_2c_1e_kf_3$- $a_1c_2e_kf_3$- $a_3b_2d_1f_k$+ $a_2b_3d_1f_k$+ $a_3b_1d_2f_k$- $a_1b_3d_2f_k$- $a_2b_1d_3f_k$+ $a_1b_2d_3f_k$+ $a_3c_2e_1f_k$- $a_2c_3e_1f_k$- $a_3c_1e_2f_k$+ $a_1c_3e_2f_k$+ $a_2c_1e_3f_k$- $a_1c_2e_3f_k$

$d_{pi}$=$a_kc_3d_2f_1$- $a_3c_kd_2f_1$- $a_kc_2d_3f_1$+ $a_2c_kd_3f_1$+ $a_3c_2dkf_1$- $a_2c_3d_kf_1$- $a_kb_3e_2f_1$+ $a_3b_ke_2f_1$+ $a_kb_2e_3f_1$- $a_2b_ke_3f_1$- $a_3b_2e_kf_1$+ $a_2b_3e_kf_1$- $a_kc_3d_1f_2$+ $a_3c_kd_1f_2$+ $a_kc_1d_3f_2$- $a_1c_kd_3f_2$- $a_3c_1d_kf_2$+ $a_1c_3d_kf_2$+ $a_kb_3e_1f_2$- $a_3b_ke_1f_2$- $a_kb_1e_3f_2$+ $a_1b_ke_3f_2$+ $a_3b_1e_kf_2$- $a_1b_3e_kf_2$+ $a_kc_2d_1f_3$- $a_2c_kd_1f_3$- $a_kc_1d_2f_3$+ $a_1c_kd_2f_3$+ $a_2c_1d_kf_3$- $a_1c_2d_kf_3$- $a_kb_2e_1f_3$+ $a_2b_ke_1f_3$+ $a_kb_1e_2f_3$- $a_1b_ke_2f_3$- $a_2b_1e_kf_3$+ $a_1b_2e_kf_3$- $a_3c_2d_1f_k$+ $a_2c_3d_1f_k$+ $a_3c_1d_2f_k$- $a_1c_3d_2f_k$- $a_2c_1d_3f_k$+ $a_1c_2d_3f_k$+ $a_3b_2e_1f_k$- $a_2b_3e_1f_k$- $a_3b_1e_2f_k$+ $a_1b_3e_2f_k$+ $a_2b_1e_3f_k$- $a_1b_2e_3f_k$

i=1, 2 k=i+1 (9)

$e_{pi}$=
-$b_kd_3f_2g_1$+ $b_3d_kf_2g_1$+ $c_ke_3f_2g_1$- $c_3e_kf_2g_1$+ $b_kd_2f_3g_1$- $b_2d_kf_3g_1$- $c_ke_2f_3g_1$+ $c_2e_kf_3g_1$- $b_3d_2f_kg_1$+ $b_2d_3f_kg_1$+ $c_3e_2f_kg_1$- $c_2e_3f_kg_1$+ $b_kd_3f_1g_2$- $b_3d_kf_1g_2$- $c_ke_3f_1g_2$+ $c_3e_kf_1g_2$- $b_kd_1f_3g_2$+ $b_1d_kf_3g_2$+ $c_ke_1f_3g_2$- $c_1e_kf_3g_2$+ $b_3d_1f_kg_2$- $b_1d_3f_kg_2$- $c_3e_1f_kg_2$+ $c_1e_3f_kg_2$- $b_kd_2f_1g_3$+ $b_2d_kf_1g_3$+ $c_ke_2f_1g_3$- $c_2e_kf_1g_3$+ $b_kd_1f_2g_3$- $b_1d_kf_2g_3$- $c_ke_1f_2g_3$+ $c_1e_kf_2g_3$- $b_2d_1f_kg_3$+ $b_1d_2f_kg_3$+ $c_2e_1f_kg_3$- $c_1e_2f_kg_3$+ $b_3d_2f_1g_k$- $b_2d_3f_1g_k$- $c_3e_2f_1g_k$+ $c_2e_3f_1g_k$- $b_3d_1f_2g_k$+ $b_1d_3f_2g_k$+ $c_3e_1f_2g_k$- $c_1e_3f_2g_k$+ $b_2d_1f_3g_k$- $b_1d_2f_3g_k$- $c_2e_1f_3g_k$+ $c_1e_2f_3g_k$

$f_{pi}$=-$b_kd_3f_2g_1$+ $b_3d_kf_2g_1$- $c_ke_3f_2g_1$+ $c_3e_kf_2g_1$+ $b_kd_2f_3g_1$- $b_2d_kf_3g_1$+ $c_ke_2f_3g_1$- $c_2e_kf_3g_1$- $b_3d_2f_kg_1$+ $b_2d_3f_kg_1$- $c_3e_2f_kg_1$+ $c_2e_3f_kg_1$+ $b_kd_3f_1g_2$- $b_3d_kf_1g_2$+ $c_ke_3f_1g_2$- $c_3e_kf_1g_2$- $b_kd_1f_3g_2$+ $b_1d_kf_3g_2$- $c_ke_1f_3g_2$+ $c_1e_kf_3g_2$+ $b_3d_1f_kg_2$- $b_1d_3f_kg_2$+ $c_3e_1f_kg_2$- $c_1e_3f_kg_2$- $b_kd_2f_1g_3$+ $b_2d_kf_1g_3$- $c_ke_2f_1g_3$+ $c_2e_kf_1g_3$+ $b_kd_1f_2g_3$- $b_1d_kf_2g_3$+ $c_ke_1f_2g_3$- $c_1e_kf_2g_3$- $b_2d_1f_kg_3$+ $b_1d_2f_kg_3$- $c_2e_1f_kg_3$+ $c_1e_2f_kg_3$+ $b_3d_2f_1g_k$- $b_2d_3f_1g_k$+ $c_3e_2f_1g_k$- $c_2e_3f_1g_k$+ $b_3d_1f_2g_k$- $b_1d_3f_2g_k$- $c_3e_1f_2g_k$+ $c_1e_3f_2g_k$- $b_2d_1f_3g_k$+ $b_1d_2f_3g_k$+ $c_2e_1f_3g_k$- $c_1e_2f_3g_k$

$g_{pi}$=-$c_kd_3f_2g_1$+ $c_3d_kf_2g_1$+ $b_ke_3f_2g_1$- $b_3e_kf_2g_1$+ $c_kd_2f_3g_1$- $c_2d_kf_3g_1$- $b_ke_2f_3g_1$+ $b_2e_kf_3g_1$- $c_3d_2f_kg_1$+ $c_2d_3f_kg_1$+ $b_3e_2f_kg_1$- $b_2e_3f_kg_1$+ $c_kd_3f_1g_2$- $c_3d_kf_1g_2$- $b_ke_3f_1g_2$+ $b_3e_kf_1g_2$- $c_kd_1f_3g_2$+ $c_1d_kf_3g_2$+ $b_ke_1f_3g_2$- $b_1e_kf_3g_2$+ $c_3d_1f_kg_2$- $c_1d_3f_kg_2$- $b_3e_1f_kg_2$+ $b_1e_3f_kg_2$- $c_kd_2f_1g_3$+ $c_2d_kf_1g_3$+ $b_ke_2f_1g_3$- $b_2e_kf_1g_3$+ $c_kd_1f_2g_3$- $c_1d_kf_2g_3$- $b_ke_1f_2g_3$+ $b_1e_kf_2g_3$- $c_2d_1f_kg_3$+ $c_1d_2f_kg_3$+ $b_2e_1f_kg_3$- $b_1e_2f_kg_3$+ $c_3d_2f_1g_k$- $c_2d_3f_1g_k$- $b_3e_2f_1g_k$+ $b_2e_3f_1g_k$- $c_3d_1f_2g_k$+ $c_1d_3f_2g_k$+ $b_3e_1f_2g_k$- $b_1e_3f_2g_k$+ $c_2d_1f_3g_k$- $c_1d_2f_3g_k$- $b_2e_1f_3g_k$+ $b_1e_2f_3g_k$

i=1,2 k=i+1 (10)

(8) ifadesinden ($s_0$) terimi referans [18] de sözü edilen kesişim fonksiyonu kullanılarak yok edilir ve $\psi_0$ açısı için yarım açı tan

formülü kullanılırsa, aşağıdaki 12. dereceden polinoma ulaşılır.

$$w_0 + w_1 t + w_2 t^2 + w_3 t^3 + w_4 t^4 + w_5 t^5 + w_6 t^6 - w_5 t^7 + w_4 t^8 - w_3 t^9 + w_2 t^{10} - w_1 t^{11} + w_0 t^{12} = 0 \quad (11)$$

Burada, $$t = \tan \frac{\psi_0}{2} \quad (12)$$

Yukarıdaki polinomun katsayıları aşağıda verilmiştir.

$w_0$=

$$\begin{aligned}
&-4\,a_{p2}\,b_{p1}\,b_{p2}\,e_{p1} + 4\,a_{p1}\,b_{p2}^2\,e_{p1} - \\
&4\,a_{p2}\,b_{p2}\,c_{p1}\,e_{p1} - 4\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p2}\,e_{p1} + \\
&8\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p2}\,e_{p1} - 4\,a_{p2}\,c_{p1}\,c_{p2}\,e_{p1} + \\
&4\,a_{p1}\,c_{p2}^2\,e_{p1} + 4\,a_{p2}^2\,e_{p1}^2 + \\
&4\,a_{p2}\,b_{p1}^2\,e_{p2} - 4\,a_{p1}\,b_{p1}\,b_{p2}\,e_{p2} + \\
&8\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p1}\,e_{p2} - 4\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p1}\,e_{p2} + \\
&4\,a_{p2}\,c_{p1}^2\,e_{p2} - 4\,a_{p1}\,b_{p1}\,c_{p2}\,e_{p2} - \\
&4\,a_{p1}\,c_{p1}\,c_{p2}\,e_{p2} - 8\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p1}\,e_{p2} + \\
&4\,a_{p1}^2\,e_{p2}^2 - 4\,a_{p2}\,b_{p1}\,b_{p2}\,f_{p1} + \\
&4\,a_{p1}\,b_{p2}^2\,f_{p1} - 4\,a_{p2}\,b_{p2}\,c_{p1}\,f_{p1} - \\
&4\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p2}\,f_{p1} + 8\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p2}\,f_{p1} - \\
&4\,a_{p2}\,c_{p1}\,c_{p2}\,f_{p1} + 4\,a_{p1}\,c_{p2}^2\,f_{p1} + \\
&8\,a_{p2}^2\,e_{p1}\,f_{p1} - 8\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p2}\,f_{p1} + \\
&4\,a_{p2}^2\,f_{p1}^2 + 4\,a_{p2}\,b_{p1}^2\,f_{p2} - \\
&4\,a_{p1}\,b_{p1}\,b_{p2}\,f_{p2} + 8\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p1}\,f_{p2} - \\
&4\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p1}\,f_{p2} + 4\,a_{p2}\,c_{p1}^2\,f_{p2} - \\
&4\,a_{p1}\,b_{p1}\,c_{p2}\,f_{p2} - 4\,a_{p1}\,c_{p1}\,c_{p2}\,f_{p2} - \\
&8\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p1}\,f_{p2} + 8\,a_{p1}^2\,e_{p2}\,f_{p2} - \\
&8\,a_{p1}\,a_{p2}\,f_{p1}\,f_{p2} + 4\,a_{p1}^2\,f_{p2}^2
\end{aligned} \quad (13)$$

$w_1$=

$$\begin{aligned}
&-16\,a_{p2}\,b_{p2}\,d_{p1}\,e_{p1} - 16\,a_{p2}\,c_{p2}\,d_{p1}\,e_{p1} - \\
&16\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p2}\,e_{p1} + 32\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p2}\,e_{p1} - \\
&16\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p2}\,e_{p1} + 32\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p2}\,e_{p1} + \\
&32\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p1}\,e_{p2} - 16\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p1}\,e_{p2} + \\
&32\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p1}\,e_{p2} - 16\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p1}\,e_{p2} - \\
&16\,a_{p1}\,b_{p1}\,d_{p2}\,e_{p2} - 16\,a_{p1}\,c_{p1}\,d_{p2}\,e_{p2} - \\
&16\,a_{p2}\,b_{p2}\,d_{p1}\,f_{p1} - 16\,a_{p2}\,c_{p2}\,d_{p1}\,f_{p1} - \\
&16\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p2}\,f_{p1} + 32\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p2}\,f_{p1} - \\
&16\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p2}\,f_{p1} + 32\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p2}\,f_{p1} + \\
&32\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p1}\,f_{p2} - 16\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p1}\,f_{p2} + \\
&32\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p1}\,f_{p2} - 16\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p1}\,f_{p2} - \\
&16\,a_{p1}\,b_{p1}\,d_{p2}\,f_{p2} - 16\,a_{p1}\,c_{p1}\,d_{p2}\,f_{p2} - \\
&16\,a_{p2}\,b_{p1}\,b_{p2}\,g_{p1} + 16\,a_{p1}\,b_{p2}^2\,g_{p1} - \\
&16\,a_{p2}\,b_{p2}\,c_{p1}\,g_{p1} - 16\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p2}\,g_{p1} + \\
&32\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p2}\,g_{p1} - 16\,a_{p2}\,c_{p1}\,c_{p2}\,g_{p1} + \\
&16\,a_{p1}\,c_{p2}^2\,g_{p1} + 32\,a_{p2}^2\,e_{p1}\,g_{p1} - \\
&32\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p2}\,g_{p1} + 32\,a_{p2}^2\,f_{p1}\,g_{p1} - \\
&32\,a_{p1}\,a_{p2}\,f_{p2}\,g_{p1} + 16\,a_{p2}\,b_{p1}^2\,g_{p2} - \\
&16\,a_{p1}\,b_{p1}\,b_{p2}\,g_{p2} + 32\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p1}\,g_{p2} - \\
&16\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p1}\,g_{p2} + 16\,a_{p2}\,c_{p1}^2\,g_{p2} - \\
&16\,a_{p1}\,b_{p1}\,c_{p2}\,g_{p2} - 16\,a_{p1}\,c_{p1}\,c_{p2}\,g_{p2} - \\
&32\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p1}\,g_{p2} + 32\,a_{p1}^2\,e_{p2}\,g_{p2} - \\
&32\,a_{p1}\,a_{p2}\,f_{p1}\,g_{p2} + 32\,a_{p1}^2\,f_{p2}\,g_{p2}
\end{aligned} \quad (14)$$

$w_2$=

$$\begin{aligned}
&-24\,a_{p2}\,b_{p1}\,b_{p2}\,e_{p1} + 24\,a_{p1}\,b_{p2}^2\,e_{p1} + \\
&8\,a_{p2}\,b_{p2}\,c_{p1}\,e_{p1} + 8\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p2}\,e_{p1} - \\
&16\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p2}\,e_{p1} + 40\,a_{p2}\,c_{p1}\,c_{p2}\,e_{p1} - \\
&40\,a_{p1}\,c_{p2}^2\,e_{p1} - 64\,a_{p2}\,d_{p1}\,d_{p2}\,e_{p1} + \\
&64\,a_{p1}\,d_{p2}^2\,e_{p1} + 24\,a_{p2}^2\,e_{p1}^2 + 24\,a_{p2}\,b_{p1}^2\,e_{p2} - \\
&24\,a_{p1}\,b_{p1}\,b_{p2}\,e_{p2} - 16\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p1}\,e_{p2} + \\
&8\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p1}\,e_{p2} - 40\,a_{p2}\,c_{p1}^2\,e_{p2} + \\
&8\,a_{p1}\,b_{p1}\,c_{p2}\,e_{p2} + 40\,a_{p1}\,c_{p1}\,c_{p2}\,e_{p2} + \\
&64\,a_{p2}\,d_{p1}^2\,e_{p2} - 64\,a_{p1}\,d_{p1}\,d_{p2}\,e_{p2} - \\
&48\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p1}\,e_{p2} + 24\,a_{p1}^2\,e_{p2}^2 + \\
&8\,a_{p2}\,b_{p1}\,b_{p2}\,f_{p1} - 8\,a_{p1}\,b_{p2}^2\,f_{p1} + \\
&40\,a_{p2}\,b_{p2}\,c_{p1}\,f_{p1} + 40\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p2}\,f_{p1} - \\
&80\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p2}\,f_{p1} + 72\,a_{p2}\,c_{p1}\,c_{p2}\,f_{p1} - \\
&72\,a_{p1}\,c_{p2}^2\,f_{p1} - 64\,a_{p2}\,d_{p1}\,d_{p2}\,f_{p1} + \\
&64\,a_{p1}\,d_{p2}^2\,f_{p1} - 16\,a_{p2}^2\,e_{p1}\,f_{p1} + \\
&16\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p2}\,f_{p1} - 40\,a_{p2}^2\,f_{p1}^2 - \\
&8\,a_{p2}\,b_{p1}^2\,f_{p2} + 8\,a_{p1}\,b_{p1}\,b_{p2}\,f_{p2} - \\
&80\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p1}\,f_{p2} + 40\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p1}\,f_{p2} - \\
&72\,a_{p2}\,c_{p1}^2\,f_{p2} + 40\,a_{p1}\,b_{p1}\,c_{p2}\,f_{p2} + \\
&72\,a_{p1}\,c_{p1}\,c_{p2}\,f_{p2} + 64\,a_{p2}\,d_{p1}^2\,f_{p2} - \\
&64\,a_{p1}\,d_{p1}\,d_{p2}\,f_{p2} + 16\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p1}\,f_{p2} - \\
&16\,a_{p1}^2\,e_{p2}\,f_{p2} + 80\,a_{p1}\,a_{p2}\,f_{p1}\,f_{p2} - \\
&40\,a_{p1}^2\,f_{p2}^2 - 64\,a_{p2}\,b_{p2}\,d_{p1}\,g_{p1} - \\
&64\,a_{p2}\,c_{p2}\,d_{p1}\,g_{p1} - 64\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p2}\,g_{p1} + \\
&128\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p2}\,g_{p1} - 64\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p2}\,g_{p1} + \\
&128\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p2}\,g_{p1} + 64\,a_{p2}^2\,g_{p1}^2 +
\end{aligned}$$

$$128\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p1}\,g_{p2} - 64\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p1}\,g_{p2} + 128\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p1}\,g_{p2} - 64\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p1}\,g_{p2} - 64\,a_{p1}\,b_{p1}\,d_{p2}\,g_{p2} - 64\,a_{p1}\,c_{p1}\,d_{p2}\,g_{p2} - 128\,a_{p1}\,a_{p2}\,g_{p1}\,g_{p2} + 64\,a_{p1}^2\,g_{p2}^2 \quad (15)$$

$w_3=$

$$-48\,a_{p2}\,b_{p2}\,d_{p1}\,e_{p1} + 80\,a_{p2}\,c_{p2}\,d_{p1}\,e_{p1} - 48\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p2}\,e_{p1} + 96\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p2}\,e_{p1} + 80\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p2}\,e_{p1} - 160\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p2}\,e_{p1} + 96\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p1}\,e_{p2} - 48\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p1}\,e_{p2} - 160\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p1}\,e_{p2} + 80\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p1}\,e_{p2} - 48\,a_{p1}\,b_{p1}\,d_{p2}\,e_{p2} + 80\,a_{p1}\,c_{p1}\,d_{p2}\,e_{p2} + 80\,a_{p2}\,b_{p2}\,d_{p1}\,f_{p1} + 208\,a_{p2}\,c_{p2}\,d_{p1}\,f_{p1} + 80\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p2}\,f_{p1} - 160\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p2}\,f_{p1} + 208\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p2}\,f_{p1} - 416\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p2}\,f_{p1} - 160\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p1}\,f_{p2} + 80\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p1}\,f_{p2} - 416\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p1}\,f_{p2} + 208\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p1}\,f_{p2} + 80\,a_{p1}\,b_{p1}\,d_{p2}\,f_{p2} + 208\,a_{p1}\,c_{p1}\,d_{p2}\,f_{p2} - 48\,a_{p2}\,b_{p1}\,b_{p2}\,g_{p1} + 48\,a_{p1}\,b_{p2}^2\,g_{p1} + 80\,a_{p2}\,b_{p2}\,c_{p1}\,g_{p1} + 80\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p2}\,g_{p1} - 160\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p2}\,g_{p1} + 208\,a_{p2}\,c_{p1}\,c_{p2}\,g_{p1} - 208\,a_{p1}\,c_{p2}^2\,g_{p1} - 256\,a_{p2}\,d_{p1}\,d_{p2}\,g_{p1} + 256\,a_{p1}\,d_{p2}^2\,g_{p1} + 96\,a_{p2}^2\,e_{p1}\,g_{p1} - 96\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p2}\,g_{p1} - 160\,a_{p2}^2\,f_{p1}\,g_{p1} + 160\,a_{p1}\,a_{p2}\,f_{p2}\,g_{p1} + 48\,a_{p2}\,b_{p1}^2\,g_{p2} - 48\,a_{p1}\,b_{p1}\,b_{p2}\,g_{p2} - 160\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p1}\,g_{p2} + 80\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p1}\,g_{p2} - 208\,a_{p2}\,c_{p1}^2\,g_{p2} + 80\,a_{p1}\,b_{p1}\,c_{p2}\,g_{p2} + 208\,a_{p1}\,c_{p1}\,c_{p2}\,g_{p2} + 256\,a_{p2}\,d_{p1}^2\,g_{p2} - 256\,a_{p1}\,d_{p1}\,d_{p2}\,g_{p2} - 96\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p1}\,g_{p2} + 96\,a_{p1}^2\,e_{p2}\,g_{p2} + 160\,a_{p1}\,a_{p2}\,f_{p1}\,g_{p2} - 160\,a_{p1}^2\,f_{p2}\,g_{p2} \quad (16)$$

$w_4=$

$$-60\,a_{p2}\,b_{p1}\,b_{p2}\,e_{p1} + 60\,a_{p1}\,b_{p2}^2\,e_{p1} + 68\,a_{p2}\,b_{p2}\,c_{p1}\,e_{p1} + 68\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p2}\,e_{p1} - 136\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p2}\,e_{p1} - 60\,a_{p2}\,c_{p1}\,c_{p2}\,e_{p1} + 60\,a_{p1}\,c_{p2}^2\,e_{p1} + 60\,a_{p2}^2\,e_{p1}^2 + 60\,a_{p2}\,b_{p1}^2\,e_{p2} - 60\,a_{p1}\,b_{p1}\,b_{p2}\,e_{p2} - 136\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p1}\,e_{p2} + 68\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p1}\,e_{p2} + 60\,a_{p2}\,c_{p1}^2\,e_{p2} + 68\,a_{p1}\,b_{p1}\,c_{p2}\,e_{p2} - 60\,a_{p1}\,c_{p1}\,c_{p2}\,e_{p2} - 120\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p1}\,e_{p2} + 60\,a_{p1}^2\,e_{p2}^2 + 68\,a_{p2}\,b_{p1}\,b_{p2}\,f_{p1} - 68\,a_{p1}\,b_{p2}^2\,f_{p1} - 60\,a_{p2}\,b_{p2}\,c_{p1}\,f_{p1} - 60\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p2}\,f_{p1} + 120\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p2}\,f_{p1} - 444\,a_{p2}\,c_{p1}\,c_{p2}\,f_{p1} + 444\,a_{p1}\,c_{p2}^2\,f_{p1} + 512\,a_{p2}\,d_{p1}\,d_{p2}\,f_{p1} - 512\,a_{p1}\,d_{p2}^2\,f_{p1} - 136\,a_{p2}^2\,e_{p1}\,f_{p1} + 136\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p2}\,f_{p1} + 60\,a_{p2}^2\,f_{p1}^2 - 68\,a_{p2}\,b_{p1}^2\,f_{p2} + 68\,a_{p1}\,b_{p1}\,b_{p2}\,f_{p2} + 120\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p1}\,f_{p2} - 60\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p1}\,f_{p2} + 444\,a_{p2}\,c_{p1}^2\,f_{p2} - 60\,a_{p1}\,b_{p1}\,c_{p2}\,f_{p2} - 444\,a_{p1}\,c_{p1}\,c_{p2}\,f_{p2} - 512\,a_{p2}\,d_{p1}^2\,f_{p2} + 512\,a_{p1}\,d_{p1}\,d_{p2}\,f_{p2} + 136\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p1}\,f_{p2} - 136\,a_{p1}^2\,e_{p2}\,f_{p2} - 120\,a_{p1}\,a_{p2}\,f_{p1}\,f_{p2} + 60\,a_{p1}^2\,f_{p2}^2 + 512\,a_{p2}\,c_{p2}\,d_{p1}\,g_{p1} + 512\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p2}\,g_{p1} - 1024\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p2}\,g_{p1} - 1024\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p1}\,g_{p2} + 512\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p1}\,g_{p2} + 512\,a_{p1}\,c_{p1}\,d_{p2}\,g_{p2} \quad (17)$$

$w_5=$

$$-32\,a_{p2}\,b_{p2}\,d_{p1}\,e_{p1} + 96\,a_{p2}\,c_{p2}\,d_{p1}\,e_{p1} - 32\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p2}\,e_{p1} + 64\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p2}\,e_{p1} + 96\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p2}\,e_{p1} - 192\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p2}\,e_{p1} + 64\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p1}\,e_{p2} - 32\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p1}\,e_{p2} - 192\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p1}\,e_{p2} + 96\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p1}\,e_{p2} - 32\,a_{p1}\,b_{p1}\,d_{p2}\,e_{p2} + 96\,a_{p1}\,c_{p1}\,d_{p2}\,e_{p2} + 96\,a_{p2}\,b_{p2}\,d_{p1}\,f_{p1} - 800\,a_{p2}\,c_{p2}\,d_{p1}\,f_{p1} + 96\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p2}\,f_{p1} - 192\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p2}\,f_{p1} - 800\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p2}\,f_{p1} + 1600\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p2}\,f_{p1} - 192\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p1}\,f_{p2} + 96\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p1}\,f_{p2} + 1600\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p1}\,f_{p2} - 800\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p1}\,f_{p2} + 96\,a_{p1}\,b_{p1}\,d_{p2}\,f_{p2} - 800\,a_{p1}\,c_{p1}\,d_{p2}\,f_{p2} - 32\,a_{p2}\,b_{p1}\,b_{p2}\,g_{p1} + 32\,a_{p1}\,b_{p2}^2\,g_{p1} + 96\,a_{p2}\,b_{p2}\,c_{p1}\,g_{p1} + 96\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p2}\,g_{p1} - 192\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p2}\,g_{p1} - 800\,a_{p2}\,c_{p1}\,c_{p2}\,g_{p1} + 800\,a_{p1}\,c_{p2}^2\,g_{p1} + 768\,a_{p2}\,d_{p1}\,d_{p2}\,g_{p1} - 768\,a_{p1}\,d_{p2}^2\,g_{p1} + 64\,a_{p2}^2\,e_{p1}\,g_{p1} - 64\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p2}\,g_{p1} - 192\,a_{p2}^2\,f_{p1}\,g_{p1} + 192\,a_{p1}\,a_{p2}\,f_{p2}\,g_{p1} + 32\,a_{p2}\,b_{p1}^2\,g_{p2} - 32\,a_{p1}\,b_{p1}\,b_{p2}\,g_{p2} - 192\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p1}\,g_{p2} + 96\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p1}\,g_{p2} + 800\,a_{p2}\,c_{p1}^2\,g_{p2} + 96\,a_{p1}\,b_{p1}\,c_{p2}\,g_{p2} - 800\,a_{p1}\,c_{p1}\,c_{p2}\,g_{p2} - 768\,a_{p2}\,d_{p1}^2\,g_{p2} + 768\,a_{p1}\,d_{p1}\,d_{p2}\,g_{p2} - 64\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p1}\,g_{p2} + 64\,a_{p1}^2\,e_{p2}\,g_{p2} + 192\,a_{p1}\,a_{p2}\,f_{p1}\,g_{p2} - 192\,a_{p1}^2\,f_{p2}\,g_{p2} \quad (18)$$

$w_6=$

$$-80\,a_{p2}\,b_{p1}\,b_{p2}\,e_{p1} + 80\,a_{p1}\,b_{p2}^2\,e_{p1} + 112\,a_{p2}\,b_{p2}\,c_{p1}\,e_{p1} + 112\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p2}\,e_{p1} - 224\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p2}\,e_{p1} - 208\,a_{p2}\,c_{p1}\,c_{p2}\,e_{p1} + 208\,a_{p1}\,c_{p2}^2\,e_{p1} + 128\,a_{p2}\,d_{p1}\,d_{p2}\,e_{p1} -$$

$$
\begin{aligned}
&128\,a_{p1}\,d_{p2}^2\,e_{p1} + 80\,a_{p2}^2\,e_{p1}^2 + 80\,a_{p2}\,b_{p1}^2\,e_{p2} - \\
&80\,a_{p1}\,b_{p1}\,b_{p2}\,e_{p2} - 224\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p1}\,e_{p2} + \\
&112\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p1}\,e_{p2} + 208\,a_{p2}\,c_{p1}^2\,e_{p2} + \\
&112\,a_{p1}\,b_{p1}\,c_{p2}\,e_{p2} - 208\,a_{p1}\,c_{p1}\,c_{p2}\,e_{p2} - \\
&128\,a_{p2}\,d_{p1}^2\,e_{p2} + 128\,a_{p1}\,d_{p1}\,d_{p2}\,e_{p2} - \\
&160\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p1}\,e_{p2} + 80\,a_{p1}^2\,e_{p2}^2 + \\
&112\,a_{p2}\,b_{p1}\,b_{p2}\,f_{p1} - 112\,a_{p1}\,b_{p2}^2\,f_{p1} - \\
&208\,a_{p2}\,b_{p2}\,c_{p1}\,f_{p1} - 208\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p2}\,f_{p1} + \\
&416\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p2}\,f_{p1} + 1008\,a_{p2}\,c_{p1}\,c_{p2}\,f_{p1} - \\
&1008\,a_{p1}\,c_{p2}^2\,f_{p1} - 896\,a_{p2}\,d_{p1}\,d_{p2}\,f_{p1} + \\
&896\,a_{p1}\,d_{p2}^2\,f_{p1} - 224\,a_{p2}^2\,e_{p1}\,f_{p1} + \\
&224\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p2}\,f_{p1} + 208\,a_{p2}^2\,f_{p1}^2 - \\
&112\,a_{p2}\,b_{p1}^2\,f_{p2} + 112\,a_{p1}\,b_{p1}\,b_{p2}\,f_{p2} + \\
&416\,a_{p2}\,b_{p1}\,c_{p1}\,f_{p2} - 208\,a_{p1}\,b_{p2}\,c_{p1}\,f_{p2} - \\
&1008\,a_{p2}\,c_{p1}^2\,f_{p2} - 208\,a_{p1}\,b_{p1}\,c_{p2}\,f_{p2} + \\
&1008\,a_{p1}\,c_{p1}\,c_{p2}\,f_{p2} + 896\,a_{p2}\,d_{p1}^2\,f_{p2} - \\
&896\,a_{p1}\,d_{p1}\,d_{p2}\,f_{p2} + 224\,a_{p1}\,a_{p2}\,e_{p1}\,f_{p2} - \\
&224\,a_{p1}^2\,e_{p2}\,f_{p2} - 416\,a_{p1}\,a_{p2}\,f_{p1}\,f_{p2} + \\
&208\,a_{p1}^2\,f_{p2}^2 + 128\,a_{p2}\,b_{p2}\,d_{p1}\,g_{p1} - \\
&896\,a_{p2}\,c_{p2}\,d_{p1}\,g_{p1} + 128\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p2}\,g_{p1} - \\
&256\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p2}\,g_{p1} - 896\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p2}\,g_{p1} + \\
&1792\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p2}\,g_{p1} - 128\,a_{p2}^2\,g_{p1}^2 - \\
&256\,a_{p2}\,b_{p1}\,d_{p1}\,g_{p2} + 128\,a_{p1}\,b_{p2}\,d_{p1}\,g_{p2} + \\
&1792\,a_{p2}\,c_{p1}\,d_{p1}\,g_{p2} - 896\,a_{p1}\,c_{p2}\,d_{p1}\,g_{p2} + \\
&128\,a_{p1}\,b_{p1}\,d_{p2}\,g_{p2} - 896\,a_{p1}\,c_{p1}\,d_{p2}\,g_{p2} + \\
&256\,a_{p1}\,a_{p2}\,g_{p1}\,g_{p2} - 128\,a_{p1}^2\,g_{p2}^2
\end{aligned}
\tag{19}
$$

t ye bağlı (11) nolu polinomun tüm köklerinin bulunması sonucunda $\psi_0$ açısına ait gerçek veya sanal olmak üzere, 12 adet çözüm kümesi

$$\psi_{oi} = 2\,arctan\,t_i\,; \quad i = 1,2....,12 \tag{20}$$

olarak bulunur.

Fonksiyon üreten krank-biyel mekanizmasının diğer ($s_0$,$x_1$, $x_2$, $x_3$,) kinematik büyüklüklerinin hesaplanması için önce (8) ifadesinden $s_0^2$ terimi yok edilirse, $s_0$ aşağıdaki gibi çözülür.

$$
s_{oi} = -\frac{\begin{array}{l} a_{p1}e_{p2} - a_{p2}e_{p1} + \\ (a_{p1}f_{p2} - a_{p2}f_{p1})\cos 2\psi_{0i} + \\ (a_{p1}g_{p2} - a_{p2}g_{p1})\sin 2\psi_{0i} \end{array}}{\begin{array}{l} a_{p1}b_{p2} - a_{p2}b_{p1} + \\ (a_{p1}c_{p2} - a_{p2}c_{p1})\cos 2\psi_{0i} + \\ (a_{p1}d_{p2} - a_{p2}d_{p1})\sin 2\psi_{0i} \end{array}}; i = 1,....,12
\tag{21}
$$

Diğer üç adet boyut parametresi olan ($x_1$,$x_2$,$x_3$) ün hesaplanması içinde aşağıdaki yol izlenir.

$$
Z_{3i} = -\frac{\left\{\begin{array}{l} 2\cos\psi_{0i}(-d_k f_2 g_1 + d_2 f_k g_1 + d_k f_1 g_2 - \\ d_1 f_k g_2 - d_2 f_1 g_k + d_1 f_2 g_k) + \\ 2\sin\psi_{0i}(e_k f_2 g_1 - e_2 f_k g_1 - e_k f_1 g_2 + \\ e_1 f_k g_2 + e_2 f_1 g_k - e_1 f_2 g_k) + \\ s_0(2\sin\psi_{0i}(a_k e_2 f_1 - a_2 e_k f_1 - a_k e_1 f_2 + \\ a_1 e_k f_2 + a_2 e_1 f_k - a_1 e_2 f_k + \\ b_k f_2 g_1 - b_2 f_k g_1 - b_k f_1 g_2 + b_1 f_k g_2 + \\ b_2 f_1 g_k - b_1 f_2 g_k) + \\ 2\cos\psi_{0i}(-a_k d_2 f_1 + a_2 d_k f_1 + a_k d_1 f_2 - \\ a_1 d_k f_2 - a_2 d_1 f_k + a_1 d_2 f_k - \\ c_k f_2 g_1 + c_2 f_k g_1 + c_k f_1 g_2 - c_1 f_k g_2 - \\ c_2 f_1 g_k + c_1 f_2 g_k)) + \\ s_0^2(2\sin\psi_{0i}(a_k b_2 f_1 - a_2 b_k f_1 - a_k b_1 f_2 + \\ a_1 b_k f_2 + a_2 b_1 f_k - a_1 b_2 f_k) + \\ 2\cos\psi_{0i}(-a_k c_2 f_1 + a_2 c_k f_1 + a_k c_1 f_2 - \\ a_1 c_k f_2 - a_2 c_1 f_k + a_1 c_2 f_k)) + \end{array}\right.}{\left\{\begin{array}{l} -b_k d_2 f_1 + b_2 d_k f_1 + c_k e_2 f_1 - c_2 e_k f_1 + \\ b_k d_1 f_2 - b_1 d_k f_2 - c_k e_1 f_2 + \\ c_1 e_k f_2 - b_2 d_1 f_k + b_1 d_2 f_k + c_2 e_1 f_k - c_1 e_2 f_k + \\ \sin 2\psi_{0i}(-c_k d_2 f_1 + c_2 d_k f_1 + b_k e_2 f_1 - \\ b_2 e_k f_1 + c_k d_1 f_2 - c_1 d_k f_2 - b_k e_1 f_2 + \\ b_1 e_k f_2 - c_2 d_1 f_k + c_1 d_2 f_k + b_2 e_1 f_k - b_1 e_2 f_k) + \\ \cos 2\psi_{0i}(-b_k d_2 f_1 + b_2 d_k f_1 - c_k e_2 f_1 + \\ c_2 e_k f_1 + b_k d_1 f_2 - b_1 d_k f_2 + c_k e_1 f_2 - \\ c_1 e_k f_2 - b_2 d_1 f_k + b_1 d_2 f_k - c_2 e_1 f_k + c_1 e_2 f_k) + \\ 2s_{0i}(-b_k c_2 f_1 + b_2 c_k f_1 + b_k c_1 f_2 - \\ b_1 c_k f_2 - b_2 c_1 f_k + b_1 c_2 f_k) \end{array}\right.}
\quad \begin{array}{l} i = 1,..,12 \\ k = 3/4/5 \end{array}
$$

(22)

$$
Z_{1i} = -\frac{\left\{\begin{array}{l} f_1 g_k - f_k g_1 + s_{0i}(a_k f_1 - a_1 f_k) + \\ Z_{3i}\cos\psi_{0i}(b_k f_1 - b_1 f_k) + \\ Z_{3i}\sin\psi_{0i}(c_k f_1 - c_1 f_k) \end{array}\right\}}{\left\{\begin{array}{l} \cos\psi_{0i}(s_{0i}(c_1 f_k - c_k f_1) + \\ d_1 f_k - d_k f_1) + \\ \sin\psi_{0i}(s_{0i}(b_k f_1 - b_1 f_k) + \\ e_k f_1 - e_1 f_k) \end{array}\right\}}
\quad \begin{array}{l} i = 1,..,12 \\ k = 2/3/4/5 \end{array}
$$

(23)

$$
Z_{2i} = -\frac{\left\{\begin{array}{l} (a_k s_{0i} + g_k) + \\ Z_{3i}(c_k \sin\psi_{0i} + b_k \cos\psi_{0i}) + \\ Z_{1i}(-c_k s_{0i}\cos\psi_{0i} + b_k s_{0i}\sin\psi_{0i} - \\ d_k \cos\psi_{0i} + e_k \sin\psi_{0i}) \end{array}\right\}}{f_k}
\quad \begin{array}{l} i = 1,..,12 \\ k = 1/2/3/4/5 \end{array}
\tag{24}
$$

$$x_{1i} = \frac{Z_{1i}}{2} \quad i = 1,2,....,12 \tag{25}$$

$$x_{3i} = \frac{Z_{3i}}{2x_{1i}} \quad i = 1,2,...,12 \tag{26}$$

$$x_{2i} = \sqrt{x_{1i}^2 + x_{3i}^2 + s_{0i}^2 - Z_{2i}} \quad i = 1,2,..,12 \tag{27}$$

Elde edilen ($x_{1j}$, $x_{2j}$, $x_{3j}$, $s_{0j}$, $\psi_{0j}$ j=1,2,...,12) çözüm kümesinde yer alan gerçek çözümlerin istenilen fonksiyonu hangi hassasiyette sağlandığını belirleme amacıyla aşağıdaki yapısal hata (e) tanımlanabilir.

$$e = s_{th} - s_{ac} \tag{28}$$

Burada, $s_{th}$ (2) bağıntısından hesaplanan teorik piston yer değiştirmesini, $s_{ac}$ aşağıdaki bağıntıdan hesaplanan gerçek piston yer değiştirmesini simgelemektedir.

$$s_{ac\pm} = \frac{2x_1\cos(\psi_0 + \psi') \pm \sqrt{(2x_1\cos(\psi_0 + \psi'))^2 - \sqrt{4\left(x_1^2 + x_3^2 - x_2^2 + 2x_1x_3\sin(\psi_0 + \psi')\right)}}}{2} \tag{29}$$

Ayrıca, tasarlanan Krank-Biyel mekanizmasının istenilen fonksiyona uygunluğunun belirlenmesi için (28) ifadesinde tanımlanan yapısal hatanın mekanizmanın çalışma aralığındaki dağılımına bakılması gereklidir.

(29) ifdesinde yer alan $s_{ac\pm}$ açısından sadece bir tanesi istenilen fonksiyona uygunluk gösterir.

**Sayısal Örnekler**

Yukarıdaki kapalı çözümler veren yaklaşımlar kullanılarak geliştirilen bilgisayar programı yardımı seçilen bazı tipik fonksiyonları üreten Krank-Biyel modülü tasarımları yapılmıştır. Elde edilen farklı çözümler arasındaki gerçek çözümlere ait yapısal hata değerinin küçük olması ve boyut oranlarının imalata uygunlukları göz önüne alınarak, üç farklı metoda ait yapısal hata dağılımları çizilmiştir.

**Örnek 1:**
Bu örnekte $y=e^x$, $0\le x\le 1$ fonksiyonunu üreten krank-biyel mekanizmasının giriş ve çıkış kolunun sırası ile $\Delta\psi = 90^0, \Delta s = -1.0$ birimlik hareket miktarları için üç farklı yönteme göre elde edilen tasarım sonuçları aşağıdaki gibidir.

**Kesin Nokta Yöntemi:**
Kesin Noktalar
$x_{pi}$, (i:=1,5) = 0.0, 0.2, 0.5, 0.8, 1.0
Mekanizma Boyutları:
$x_1$=-1.241043; $x_2$=2.123150; $x_3$=-0.814295;
$\psi_0$=$150.324^0$; $s_0$= -0.492244;
max mutlak hata= 0.00027071;

**Alt Bölge Yöntemi:**
Alt Bölgeler
$x_{si}$, (i:=1,6)= 0.0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0
Mekanizma Boyutları:
$x_1$=-1.223522; $x_2$=2.119717; $x_3$=-0.820609;
$\psi_0$=150.6590; $s_0$= -0.506569;
max mutlak hata= -0.00069492

**Galerkin Yöntemi:**
Ağırlık fonksiyonları
$w_i$, (i:=1,5)=1, x, $x^2$, $x^3$, $x^4$
Mekanizma Boyutları:
$x_1$=-1.240452; $x_2$=2.137685; $x_3$=-0.824552;
$\psi_0$=$149.7941^0$;$s_0$= -0.499602;
max mutlak hata= -0.00037269;

**Örnek 2:**
$y=\sin(x)$, $0^0\le x\le 90^0$ fonksiyonunu üreten krank-biyel mekanizmasının giriş ve çıkış kolunun sırası ile $\Delta\psi = 80^0, \Delta s = -1.0$ birimlik hareket miktarları için üç farklı yönteme göre bulunan tasarım sonuçları aşağıda gösterilmiştir.

**Kesin Nokta Yöntemi:**
Kesin Noktalar $x_{pi}$, (i:=1,5)= 0.000, 0.436, 0.873, 1.309, 1.571
Mekanizma Boyutları:
$x_1$= -1.086305; $x_2$=7.310604; $x_3$=0.917419;
$\psi_0$=$-73.7607^0$; $s_0$= -7.346641;
max mutlak hata= -0.00014533;

**Alt Bölge Yöntemi:**
Alt Bölgeler $x_{si}$, (i:=1,6)= 0.000, 0.349, 0.698, 1.047, 1.396, 1.571
Mekanizma Boyutları:
$x_1$=-1.088700; $x_2$= 7.504273; $x_3$=0.941629;
$\psi_0$=$-73.7607^0$; $s_0$= -7.541173;
max mutlak hata= 0.00025793;

**Galerkin Yöntemi:**

Ağırlık fonksiyonları
$w_i$, (i:=1,5)=1, x, $x^2$, $x^3$, $x^4$
Mekanizma Boyutları:
$x_1$= -1.077320; $x_2$=7.185135; $x_3$=1.089057; $\psi_0$=-72.5057$^0$;
$s_0$= -7.190281;
max mutlak hata= -0.00010383;

**Örnek 3:**
Burada y=tan(x), $0^0 \le x \le 45^0$ fonksiyonunu üreten krank-biyel mekanizmasının giriş ve çıkış kolunun sırası ile $\Delta\psi = 80^0, \Delta s = -0.5$ birimlik hareket miktarları için üç farklı yönteme göre bulunan tasarım sonuçları aşağıdaki gibidir.

**Kesin Nokta Yöntemi:**
Kesin Noktalar $x_{pi}$, (i:=1,5)= 0.000, 0.175, 0.349, 0.524, 0.785
Mekanizma Boyutları:
$x_1$= 3.002218; $x_2$=2.470431; $x_3$=-0.531810; $\psi_0$=92.8363$^0$; $s_0$= -0.013371;
max mutlak hata= -0.00011431;

**Alt Bölge Yöntemi:**
Alt Bölgeler $x_{si}$, (i:=1,6)= 0.000, 0.175, 0.349, 0.524, 0.698, 0.785
Mekanizma Boyutları:
$x_1$= 3.458880; $x_2$=2.928213; $x_3$=-0.530865; $\psi_0$=94.2682$^0$; $s_0$= -0.019198;
max mutlak hata= -0.00102642;

**Galerkin Yöntemi:**
Ağırlık fonksiyonları
$w_i$, (i:=1,5)=1, x, $x^2$, $x^3$, $x^4$.
Mekanizma Boyutları:
$x_1$= 3.278928; $x_2$=2.747495; $x_3$=-0.531536; $\psi_0$=93.7131$^0$; $s_0$=-0.017070;
max mutlak hata= -0.00053734;

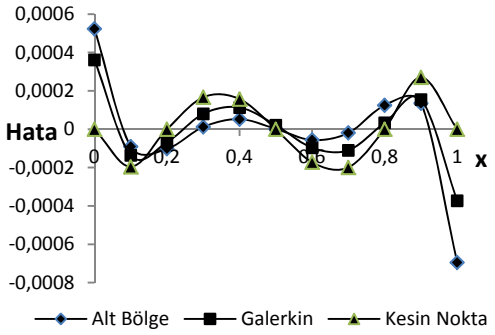
**Örnek 4:**
Bu örnekte verilen y=ln(x), $1 \le x \le 2$ fonksiyonunu üreten krank-biyel mekanizmasının $\Delta\psi = 90^0, \Delta s = -1.0$ birimlik giriş ve çıkış kolu hareket miktarlarına karşılık, üç farklı yönteme göre bulunan sonuçları aşağıda verilmiştir.

**Kesin Nokta Yöntemi:**
Kesin Noktalar
$x_{pi}$, (i:=1,5)= 1.00, 1.20, 1.50, 1.80, 2.00
Mekanizma Boyutları:
$x_1$= 1.505762; $x_2$= 2.608397; $x_3$=-1.094561; $\psi_0$=151.2138$^0$; $s_0$= 1.262414;
max mutlak hata= 0.00025632;

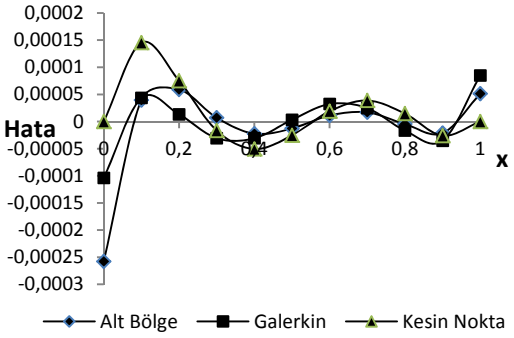
**Alt Bölge Yöntemi:**
Alt Bölgeler $x_{si}$, (i:=1,6)= 1.00, 1.200, 1.40, 1.60, 1.80, 2.00
Mekanizma Boyutları:
$x_1$= 1.475092; $x_2$=2.590246; $x_3$= -1.105152; $\psi_0$=151.1454$^0$; $s_0$= 1.268790;
max mutlak hata=-0.00080016;

**Galerkin Yöntemi:**
Ağırlık fonksiyonları
$w_i$, (i:=1,5)=1, x, $x^2$, $x^3$, $x^4$.
Mekanizma Boyutları:
$x_1$= 1.507783; $x_2$=2.620459; $x_3$= -1.103462; $\psi_0$=151.8690$^0$; $s_0$=1.261505$^0$;
max mutlak hata= -0.00055926;

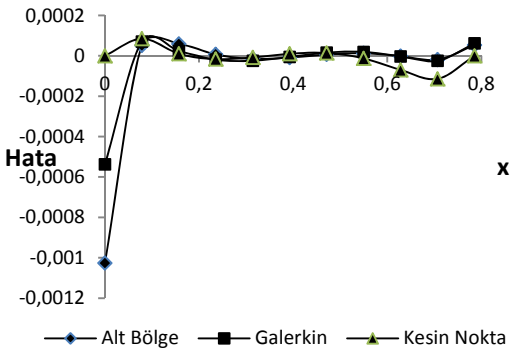
Yukarıdaki 4 örneğe ait yapısal hata dağılımları üç farklı yöntem için Şekil 2., Şekil 3., Şekil 4. ve Şekil 5 de gösterilmiştir.



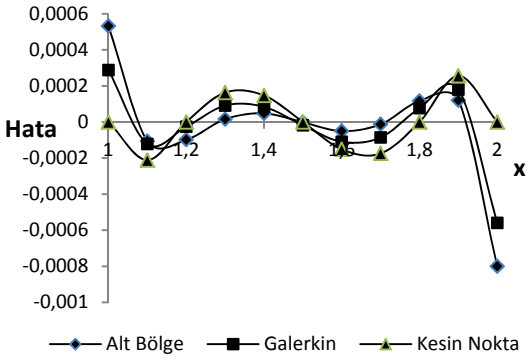

Şekil 2. $e^x$ fonsiyonun x'e Göre Yapısal Hata Dağılımı




Şekil 3.Sinx fonsiyonun x'e Göre Yapısal Hata Dağılımı




Şekil 4.tanx fonsiyonun x'e Göre Yapısal Hata Dağılımı




Şekil 5.lnx fonsiyonun x'e Göre Yapısal Hata Dağılımı

## 4. SONUÇ ve TARTIŞMA

Yukarıdaki örnekler incelendiğinde öncelikle elde edilen yapısal hata dağılımındaki maksimum değerin [15] literatürde ele alınan 4-çubuk mekanizması için elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Buna göre ,literatürdeki 4 nokta sentezi ile elde edilen mekanizma sonuçlarının en küçük kareler yöntemi ile iyileştirilmiş iki aşamalı olarak elde edilen sonuçlardan çok daha iyi olduğu görülmüştür. Örneğin aynı koşullarda sin(x) fonksiyonu için [5] de -0.021929 elde edilmiş iken bu çalışmada 5 parametreli olarak -0.00010383 elde edilmiştir. Bu yaklaşık 200 kat mertebesinde daha iyi bir sonuçtur. Diğer tüm örneklerdeki hata iyileşmesi de benzer mertebededir.

Fonksiyon sentezi problemi çözümünde ele alınan ve kapalı çözüme dayalı üç farklı yöntemle elde edilen yapısal hata dağılımı Şekil 2. den Şekil 5.' e kadar incelendiğinde, aralarında görülebilir bir üstünlük olmadığı söylenebilir. Yapılan sayısal denemelerde Altbölge ve Kesin nokta metodunda yapısal hata dağılımının keyfi olarak seçilen alt bölgeler ve kesin noktalardan oldukça etkilendiği, Galerkin yönteminde ise yapısal hata dağılımının keyfi olarak seçilebilen ağırlık fonksiyonundan etkilenmediği gözlenmiştir. Bu da Galerkin metodunun diğer iki yönteme göre üstünlüğüdür. Ayrıca, bu çalışmada ele alınan tasarım algoritması farklı tip mekanizmalara uygulanabileceği gibi, mekanizmaların yörünge ve hareket sentezine de rahatlıkla uygulanabilir.

## 5. KAYNAKLAR

1. Söylemez, E., Mechanisms, Ankara Üniversitesi Basımevi., ANKARA , 1985.
2. Dhingra, A.K., Almadi, A.N., Kohli, D., "Closed-Form Approach to Coupler-Curves of Multi-Loop Mechanisms", ,ASME Journal of Mechanical Design, Vol:122, 2000, Number:4, pp.464-471.
3. Wampler, C.W., Morgan, A.P., Sommese, A.J., "Numerical continuation methods for solving polynomial systems arising in kinematics", ASME Journal of Mechanical Design, Vol:112, Number:1, 1990, pp.59-68.
4. Wampler, C.W., Morgan, A.P., Sommese, A.J., "Complete solutions of the nine-point path synthesis problem for four-bar linkages", ASME Journal of Mechanical Design, Vol:114, Number:1., 1992, pp.153-159.
5. Almadi, A.N., Dhingra, A.K., Kohli, D., "Closed-Form Displacement Analysis of SDOF 8-Link Mechanisms", Proceedings of the ASME Design Engineering Technology Conference, 18-22 August 1996, Irvine, California.
6. Dhingra, A.K., Almadi, A.N., Kohli, D., "Closed-form displacement analysis of 10-link mechanisms: Part-I", Mechanisms and Machine Theory, Vol: 36, Number:1, 2001, pp.29-56.
7. Dhingra, A.K., Almadi, A.N., Kohli, D., "Closed-form displacement analysis of 8,9 and 10-link mechanisms:Part-II: 9-link 2-DOF and 10-link 3-DOF mechanisms", Mechanisms and Machine Theory, Vol:35, Number:1, 2000, pp.851-869.
8. Dhingra, A.K., Almadi, A.N., Kohli, D., "Closed-form displacement analysis of 10-link mechanisms:Part-II: polynomial solutions", Mechanisms and Machine Theory, Dhingra, A.K., Almadi, A.N.,

Kohli, D., Vol: 36, Number:1, 2001, pp.57-75.
9. Akçali, İ.D., "Mekanizma Tekniğinde Yörünge ve Fonksiyon Sentezine Çeşitli Yaklaşımların Gözden Geçirilmesi", Doğa, Vol: 8, Number:1, 1984, pp.1-12.
10. Shigley, J.E., Theory of Machines, McGraw-Hill Book Co., New York, 1961.
11. Akçalı, İ.D., Dittrich, G., "Function Generation By Galerkin's Method", Mechanisms and Machine Theory, Vol: 24, Number:1, 1989, pp.39-43.
12. Dhingra, A.K., Almadi, A.N., Kohli, D., "Closed-Form Approach to Coupler-Curves of Multi-Loop Mechanisms", ,ASME Journal of Mechanical Design, Vol:122, Number:4, 2000, pp.464-471.
13. Hartenberg, R.S., Nenavir, J., Kinematics Synthesis of Linkages, McGraw-Hill Book Co., New York, 1964.
14. Nolle, H., "Linakage Coupler Curve Synthesis: A Historical Review-III Spatial Synthesis and Otimization", Mechanism and Machine Theory, Vol:10, Number:1, 1997, pp.41-55.
15. Singh, V.P., Sharma, S., Thakur, B.S., "Kinematic Synthesis and Optimization of Four-bar Linkage", IE (I) Journal-MC,Vol:85, 2005, pp.199-202.
16. Almadi, A.N., Dhingra, A.K., Kohli, D., "Displacement analysis of ten-link kinematic chains using homotopy", Proc. of 9th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms 1, Milan, Italy, 30 August - 2 September 1995, pp.90-94.
17. Tiaubu, S.G., Gupta, K.C., "Optimal Synthesis of Function Generators without the Branch Defect", ASME, Vol: 106, 1984, pp. 348-354.
18. İ.D. Akçalı, H. Mutlu, " A Novel Approach in the Direct Kinematics of Stewart Platform Mechanisms with Planar Platforms", Journal of Mechanical Design, 128,2006, p.252-263.

# BULANIK MANTIK KONTROL ORGANI KULLANARAK V- KAYIŞLI SÜREKLİ DEĞİŞKEN TRANSMİSYON SİSTEMİNİN (SDT) HIZ ORANI KONTROLÜ

İkbal ESKİ, Turan GÜRGENÇ

Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü 38039, KAYSERİ
Fırat Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği 23119, ELAZIĞ

ikbal@erciyes.edu.tr, tgurgenc@firat.edu.tr

## ÖZET

Sürekli değişken transmisyon (SDT) sistemi taşıtın sürüş şartlarına göre hız oranını sürekli ayarlayarak yakıt tüketim miktarını ve egzoz emisyonlarını azaltan bir trasmisyon sistemidir. Dört, beş, altı ya da son zamanlarda yedi veya daha fazla olan vitesten birini seçmek yerine SDT sistemini kullanmak, SDT sisteminin dişli oranını sürekli değiştirmesinden ve sonsuz dişli oranına sahip olmasından dolayı motorun daha verimli çalışmasına imkân verir. Bu çalışmada, SDT sisteminin hız oranı kontrolünde Bulanık Mantık Kontrol organı kullanılmıştır. Mukayese açısından, klasik PID kontrol organı bu parametrenin denetimi için kullanılarak elde edilen sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Ayrıca dizayn edilen kontrolcünün performansını test etmek için üç farklı rasgele giriş sinyali kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları da göstermektedir ki, önerilen Bulanık Mantık Kontrol organı iyi sonuç vermiştir.

Anahtar Kelimeler: SDT, Hız Oranı, Bulanık Mantık.

# SPEED RATIO CONTROL OF V- BELT TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION SYSTEM (CVT) USING FUZZY LOGIC CONTROLLER

## ABSTRACT

Continuously variable transmission (CVT) system is a transmission which reduces the amount of fuel consumption and exhaust emissions by continuously adjusting the rate of speed of the vehicle based on driving conditions. For it has infinite number of gear ratios, using CVT instead of shifting between four, five, six or recently seven and more gears, enables engine to run more efficiently. In this study, fuzzy logic controller is used in speed ratio control of CVT system. As a comparison, conventional PID controller is used to check this parameter, and the results are given graphically. Also, three random input signals are utilized to test our designed controller's performance. As the simulation results indicate, our proposed fuzzy logic controller has done well.

**Keywords:** CVT, Speed Ratio, Fuzzy Logic.

## 1. GİRİŞ

Yaklaşık bir yüzyıldan fazla süren araştırma ve geliştirme neticesinde, içten yanmalı motorlar neredeyse mükemmel bir hale gelmişlerdir. İçten yanmalı motorlardaki bu gelişmeyle birlikte, otomotiv üreticileri alternatif enerjiyle çalışan taşıtların tasarımı üzerinde araştırma yapmaktadırlar. Bununla birlikte, ideal bir ara çözüm içten yanmalı taşıtların genel verimliliğini artırmaktır [1, 2].

Bunun için potansiyel bir çözüm ise eski bir fikir olmasına rağmen son zamanlarda otomotiv üreticileri için umut haline gelen, sürekli değişken transmisyon (SDT) sistemidir. SDT sistemi hız oranını sürekli değiştirerek motorun verimliliğini artırır [1]. Bu yüzden sürekli değişken transmisyon (SDT) sistemi geleneksel transmisyon sistemleriyle karşılaştırıldığında yakıt tüketim miktarını azaltmakta ve hızlanmayı iyileştirmektedir [1, 3].

Ayrıca vites geçişleri esnasında sarsıntı meydana gelmez ve güç kayıpları yaşanmaz [2].

Bu gibi avantajlarının yanında sınırlı tork kapasitesi ve maliyeti bu sistemin sınırlamaları olmakla beraber, malzeme ve imalat teknolojisindeki ilerlemelere paralel olarak daha yüksek torkları iletebilecek ve maliyeti düşük SDT' ler üretmek mümkün olabilecektir [3-5].

SDT hız oranı kontrolüyle ilgili yapılan bazı çalışmalar aşağıda özetlenmiştir:

Lee H. ve Kim H. çalışmalarında [6], metal kayışlı SDT' nin vites değiştirme hızı kontrolünü gerçekleştirmişlerdir.

Geliştirdikleri algoritmayla kontrol edilen SDT' nin geleneksel elektronik kontrollü SDT' lere göre yakıt ekonomisini yaklaşık %2 artırdığı sonucuna varmışlardır.

Adachi K. ve diğerleri çalışmalarında [7], kayış tahrikli SDT için hız oranı kontrol sistemi geliştirmişlerdir.

Elde edilen simülasyon sonuçlarında kontrol sinyalinin arzu edilen giriş sinyalini çok iyi takip ettiği, kararlılığının güçlü olduğu ve bu kontrolörle yapılan hız oranı kontrolüyle motorun optimum yakıt tüketimi çizgisini takip etmesinin mümkün olduğu sonucuna varmışlardır.

Setlur P. ve diğerleri çalışmalarında [8], buji ateşlemeli motorla tahrik edilen aracın SDT hız oranı kontrolünü lineer olmayan kontrolle gerçekleştirmişlerdir.

Önerilen kontrol organının araçtaki hız değişimlerine karşı kararlı ve güçlü olduğu, ayrıca bu değişimleri iyi takip ettiği sonucuna varmışlardır.

Pesgens M. ve diğerleri çalışmalarında [9], hidrolik sistemle hareket ettirilen SDT' nin hız oranı kontrolünü gerçekleştirmişlerdir.
Önerdikleri kontrolörün giriş sinyalini iyi takip ettiği ve harekete geçirme mekanizmasındaki değişimlere karşı kararlılığının iyi olduğu sonucuna varmışlardır.

Ryu W. ve Kim H. çalışmalarında [10], hız oranı kontrolünü SDT sisteminin kayıplarını göz önünde bulundurarak gerçekleştirmişlerdir.

Modifiye edilmiş hız oranı haritasıyla gerçekleştirdikleri kontrolün, geleneksel SDT hız oranı haritasıyla yapılan kontrolle karşılaştırıldığında sistemin toplam verimini iyileştirdiği ve yakıt ekonomisini % 4,9 oranında artırdığı soncuna varmışlardır.

Pasquier M. çalışmasında [11], dizel-elektrikli hibrit güç aktarma sisteminde SDT hız oranı kontrolünü gerçekleştirmiştir.

Önerdiği kontrolün, geleneksel kontrol yöntemiyle kontrol edilen SDT' lere oranla yakıt ekonomisi % 38 artırdığı ve beş vitesli manuel hareket iletimine oranla ise yakıt ekonomisini % 57 artırdığı sonucuna varmıştır.

Ang K. K. ve diğerleri çalışmalarında [12], SDT hız oranı kontrolünü klasik PID ve MCMAC olarak bilinen sinirsel kontrolör ve geliştirilmiş sinirsel kontrolör kullanarak gerçekleştirmişlerdir.

Sinirsel kontrolün PID ile kontrole oranla maksimum aşmayı azalttığı, geliştirilmiş sinirsel kontrolün ise sinyaldeki dalgalanmaları azalttığı sonucuna varmışlardır.

Xie F. ,Wang J. ve Wang Y. çalışmalarında [13], SDT hız oranı kontrolünü PID, bulanık mantık ve PID bulanık mantık kontrolle gerçekleştirmişlerdir.

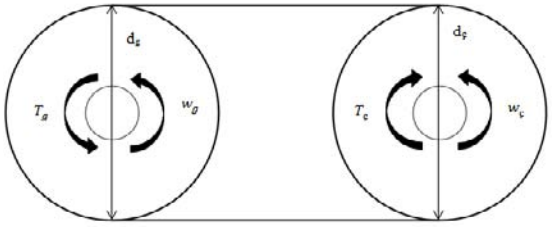
Çalışmalarında PID bulanık mantık kontrolün, PID ve bulanık mantık kontrole oranla değişen durum şartlarında kararlılığının güçlü olduğu ve çevresel etkilere karşı dinamik kararlılığını koruduğu sonucuna varmışlardır.

Bu çalışmada, SDT sisteminin hız oranı kontrolünde Bulanık Mantık Kontrol organı kullanılmıştır. Mukayese açısından, klasik PID kontrol organı bu parametrenin denetimi için kullanılarak elde edilen sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Ayrıca dizayn edilen kontrolcünün performansını test etmek için üç farklı rasgele giriş sinyali kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları önerilen Bulanık Mantık Kontrol organının iyi sonuç verdiğini göstermektedir.

## 2. SDT Değiştirici Mekanizması Matematiksel Modeli

### 2.1. SDTDeğiştirici Mekanizması Genel Geometrisi

SDT değiştirici mekanizmasının genel geometrisi şekil 2.1.' de görülmektedir [3].




Şekil 2.1. SDT Değiştirici Mekanizmasının Genel Geometrisi.

Şekilde $w_g$ve $w_ç$ sırasıyla giriş ve çıkış şaftının açısal hızlarını. $T_g$ve $T_ç$ sırasıyla giriş ve çıkış torkunu. $d_g$ ve $d_ç$ ise giriş ve çıkış makarası çaplarını ifade etmektedir.

SDT' de iki önemli oran vardır. Bunlar yarıçaplar oranı veya geometrik oran ve hız oranıdır. Bu oranları veren eşitlikler sırasıyla denklem 1 ve 2 de görülmektedir [4].

$$İ_r = \frac{r_g}{r_ç} \qquad \textbf{(1)}$$

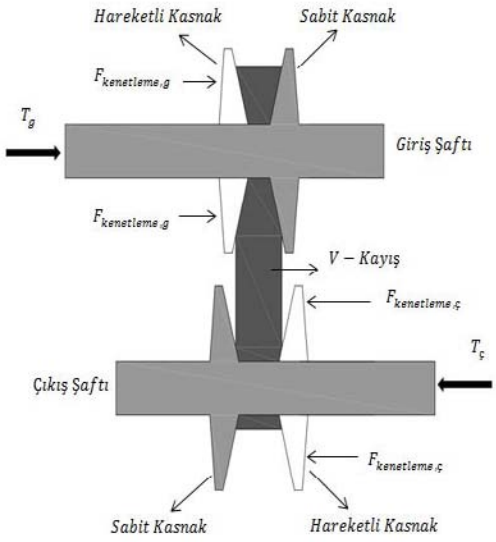
Denklem 1' de $İ_r$ yarıçaplar oranı, $r_g$ giriş makarası yarıçapı ve $r_ç$ ise çıkış makarası yarıçapıdır.

$$İ_h = \frac{w_ç}{w_g} \qquad \textbf{(2)}$$

Denklem 2' de $İ_h$ hız oranı, $w_g$ giriş şaftının açısal hızı ve $w_ç$ çıkış şaftının açısal hızıdır.

### 2.2. SDT Değiştirici Mekanizması Dinamik Modeli

Şekil 2.2.' de Değiştirme mekanizmasının önden görünüşü ve makara ile kayışa etkiyen kuvvet ve torklar görülmektedir [4].




Şekil 2.2. Değiştirme Mekanizmasının Önden Görünüşü ve Makara ile Kayışa Etkiyen Kuvvet ve Torklar.

Şekil 2.2.' de görüldüğü gibi SDT sistemi değiştirme mekanizması iki adet makaradan ve bir adet kayıştan meydana gelmektedir. Makaralar ise bir adet hareketli bir adet ise hareketsiz kasnaktan meydana gelmiştir. Kasnakların eksenel yönde hareketiyle geometrik oran değiştirilir. Hız oranı dört adet değişkenin fonksiyonudur. Bunlar: $w_g, w_ç, r_g$ ve $r_ç$ dır. $r_g$ ve $r_ç$ ise geometrik orana bağlı değişkenlerdir [4].

Makaraların hareketlerinden dolayı ortaya çıkan denklemler ise denklem 3 ve 4 de görülmektedir [4].

$$I_g * \dot{w}_g = T_g - T_{s,g} \quad \textbf{(3)}$$

$$I_ç * \dot{w}_ç = T_ç - T_{s,ç} \quad \textbf{(4)}$$

Bu denklemlerde $I_g$ ve $I_ç$ sırasıyla giriş ve çıkış şaftının atalet momentini $\dot{w}_g$ ve $\dot{w}_ç$ giriş ve çıkış şaftının açısal ivmesini, $T_g$ giriş torkunu, $T_ç$ çıkış torkunu, $T_{s,g}$ ve $T_{s,ç}$ ise sırasıyla giriş ve çıkış şaftlarına etkiyen sürtünme torkunu ifade etmektedir.

Giriş ve çıkış şaftlarına etkiyen sürtünme torkları ise denklem 5 ve 6 ile ifade edilebilir [4].

$$T_{s,g} = \frac{2\mu_g}{Cos\beta} * r_g * F_{kenetleme,g} \quad \textbf{(5)}$$

$$T_{s,ç} = \frac{2\mu_ç}{Cos\beta} * r_ç * F_{kenetleme,ç} \quad \textbf{(6)}$$

Bu denklemlerde β makara oluk açısının yarısını, $F_{kenetleme,g}$ ve $F_{kenetleme,ç}$ sırasıyla kayışın makaralar arasından kaymasını önlemek için giriş ve çıkış kasnaklarına uygulanan kuvveti, $\mu_g$ ve $\mu_ç$ ise sırasıyla giriş çıkış makarasının sürtünme katsayısını ifade etmektedir.

Denklem 5 ve 6 denklem 3 ve 4 de yerine konulduğunda giriş ve çıkış şaftının açısal ivmesini veren eşitlikler denklem 7 ve 8 ile ifade edilebilir [4].

$$\dot{w}_g = \frac{1}{I_g} * (T_g - \frac{2\mu_g}{Cos\beta} * r_g * F_{kenetleme,g}) \quad \textbf{(7)}$$

$$\dot{w}_ç = \frac{1}{I_ç} * (\frac{2\mu_ç}{Cos\beta} * r_ç * F_{kenetleme,ç} - T_ç) \quad \textbf{(8)}$$

Geometrik orandaki değişim ise Shafai' ye göre denklem 9 ile ifade edilmektedir [3].

$$\dot{\text{İ}}_r = \frac{1 - \text{İ}_r}{c * r_ç * tan\beta} * (F_{kenetleme,g} - F_g^*) \quad \textbf{(9)}$$

Bu denklemde $c$ sönüm katsayısını, $F_g^*$ ise SDT sistemi boştayken giriş makarasına uygulanan kenetleme kuvvetini ifade etmektedir.

## 3. Sistemin Durum Uzayı Modeli

Sistemler durum uzayında modellenirken durum denklemleri ve çıkış denklemleri olmak üzere iki adet denklemden faydalanır. Denklem 10' da durum denklemlerinin genel ifadesi görülmektedir [14].

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad \textbf{(10)}$$

Çıkış denklemlerinin genel ifadesi ise denklem 11 ile ifade edilebilir [14].

$$y = Cx + Du \quad \textbf{(11)}$$

SDT sisteminin durum denklemleri denklem 7, 8 ve 9 dur. Çıkış denklemi ise denklem 2 dir.

Sistemin durum matrisi aşağıdaki A matrisiyle ifade edilir [4].

$$A = \begin{bmatrix} \partial\dot{w}_g/\partial w_g & \partial\dot{w}_g/\partial w_ç & \partial\dot{w}_g/\partial\dot{\text{İ}}_r \\ \partial\dot{w}_ç/\partial w_g & \partial\dot{w}_ç/\partial w_ç & \partial\dot{w}_ç/\partial\dot{\text{İ}}_r \\ \partial\dot{\text{İ}}_r/\partial w_g & \partial\dot{\text{İ}}_r/\partial w_ç & \partial\dot{\text{İ}}_r/\partial\dot{\text{İ}}_r \end{bmatrix} \quad \textbf{(12)}$$

Sistemin giriş matrisi B [3] ise:

$$B = \begin{bmatrix} \frac{\partial\dot{w}_g}{\partial F_{kenet.,g}} & \frac{\partial\dot{w}_g}{\partial F_{kenet.,ç}} & \frac{\partial\dot{w}_g}{\partial T_g} & \frac{\partial\dot{w}_g}{\partial T_ç} \\ \frac{\partial\dot{w}_ç}{\partial F_{kenet.,g}} & \frac{\partial\dot{w}_ç}{\partial F_{kenet.,ç}} & \frac{\partial\dot{w}_ç}{\partial T_g} & \frac{\partial\dot{w}_ç}{\partial T_ç} \\ \frac{\partial\dot{\text{İ}}_r}{\partial F_{kenet.,g}} & \frac{\partial\dot{\text{İ}}_r}{\partial F_{kenet.,ç}} & \frac{\partial\dot{\text{İ}}_r}{\partial T_g} & \frac{\partial\dot{\text{İ}}_r}{\partial T_ç} \end{bmatrix} \quad \textbf{(13)}$$

matrisi ile ifade edilir.

Çıkış matrisi C [3] de:

$$C = \begin{bmatrix} \partial\dot{\text{İ}}_h/\partial w_g & \partial\dot{\text{İ}}_h/\partial w_ç & \partial\dot{\text{İ}}_h/\partial\dot{\text{İ}}_r \end{bmatrix} \quad \textbf{(14)}$$

matrisi ile ifade edilir.

Tablo 1 de Modelde kullanılan katsayıların değerleri ve birimleri görülmektedir [15, 16].

Tablo 1 Modelde Kullanılan Katsayılar ve Birimleri

| Katsayı | Değeri | Birim |
|---|---|---|
| $\dot{I}_r$ | 0,5 | - |
| $T_g$ | 110 | Nm |
| $T_ç$ | 205 | Nm |
| $w_g$ | 150 | rad/sn |
| $w_ç$ | 71 | rad/sn |
| $F_{kenetleme,g}$ | 22 | kN |
| $F_{kenetleme,ç}$ | 18 | kN |
| $c$ | $1,5*10^6$ | Nm/sn |
| $I_g$ | 1,4516 | $kgm^2$ |
| $I_ç$ | 3,2661 | $kgm^2$ |
| $\beta$ | 15 | Derece |
| $\mu_g$ | 0,1 | - |
| $\mu_ç$ | 0,1 | - |
| $r_g$ | 40 | mm |
| $r_ç$ | 80 | mm |
| $F_g^*$ | 10 | kN |

Tablo 1' deki değerler kullanıldıktan sonra matrislerimiz aşağıdaki değerleri almaktadır.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -3983,2 \\ 0 & 0 & -173,31 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \textbf{(15)}$$

$$B = \quad \textbf{(16)}$$

$$\begin{bmatrix} -0,00058 & 0 & 0,0702 & 0 \\ 0 & 0,00052 & 0 & -0,3121 \\ 0,0000156 & 0 & 0,000751 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = [-0.0315 \quad 0,0667 \quad 0] \quad \textbf{(17)}$$

## 4. Hız Oranı Kontrolü

### 4.1 PID Kontrol Organı ile SDT Hız Oranı Kontrolü ve Simülasyon Sonuçları

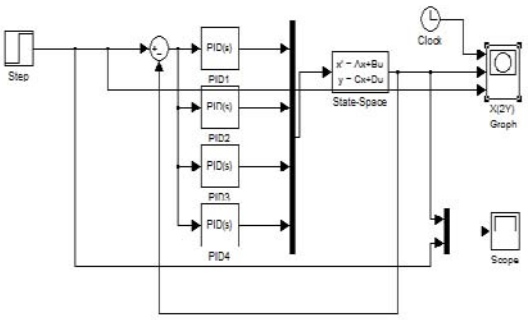
B giriş matrisi ve C çıkış matrisinden görüldüğü üzere sistemimiz, dört girişli ve bir çıkışlı (MIMO) bir sistemdir. Bu yüzden bu sistemin dört adet transfer fonksiyonu mevcuttur ve sistemin kontrolünde dört adet PID kontrol organı kullanmak gereklidir.

Kullanılan dört adet PID kontrol organın parametreleri Ziegler-Nichols yöntemi ve Matlab 2010a Simulink' te PID kontrol bloğu içerisinde bulunan PID parametreleri ayarlama özelliği vasıtasıyla elde edilmiştir ve Tablo 2' de verilen değerler bulunmuştur.

Tablo 2 PID Kazanç Parametreleri

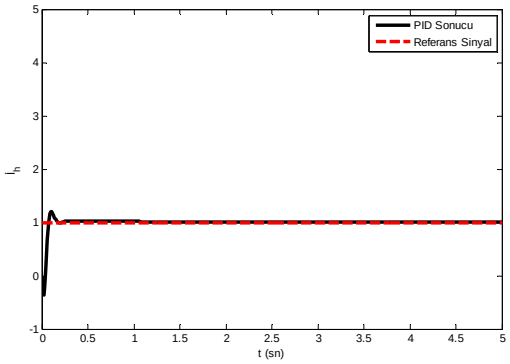
| PID | Kp | Ki | Kd |
|---|---|---|---|
| PID1 | 600 | 150 | 600 |
| PID2 | 3000 | 600 | 225 |
| PID3 | 60 | 12 | 75 |
| PID4 | 60 | 100 | 25 |

Şekil 4.1.' de PID kontrol sisteminin blok diyagramı Matlab Simulinkte görülmektedir.



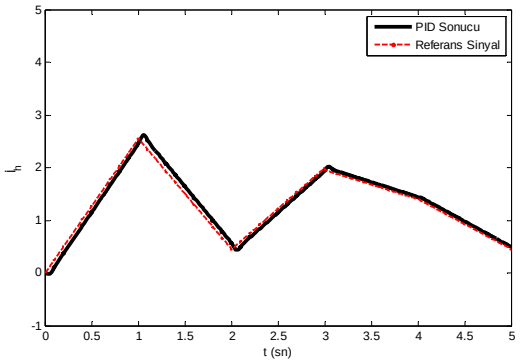

Şekil 4.1. Kontrol Sistemi Blok Diyagramı.

Şekil 4.2.' de 4 adet PID ile kontrol edilen sisteme birim basamak sinyali uygulandığında sistemin birim basamak sinyaline cevabı görülmektedir.



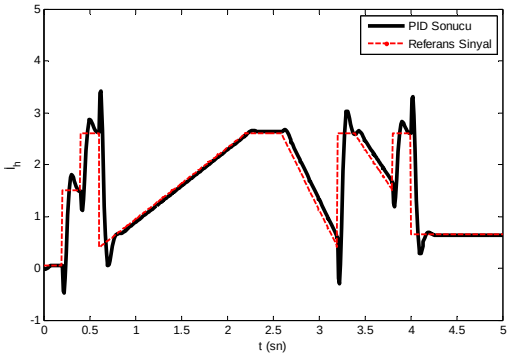

Şekil 4.2. Birim Basamak Sinyali için PID Kontrollü SDT Hız Oranı Cevabı.

Şekil 4.3., Şekil 4.4., Şekil 4.5.' de ise sırasıyla PID ile kontrol edilen sisteme rasgele giriş sinyali1, rasgele giriş sinyali2 ve rasgele giriş sinyali3 uygulandığında sistemin cevabı görülmektedir. Şekil 4.3.' de ani değişim göstermeyen sinyal için PID kontrol organının iyi performans gösterdiği ve rasgele1 sinyalini küçük bir faz gecikmesiyle iyi takip ettiği görülmektedir.

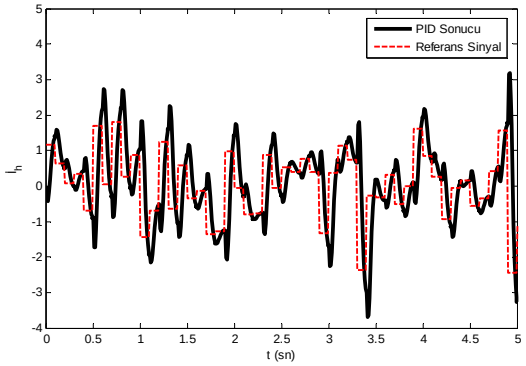



Şekil 4.3. Rasgele Giriş Sinyali1 için PID Kontrollü SDT Hız Oranı Cevabı.

Şekil 4.4.' de görüldüğü gibi referans sinyali hız oranı sinyali ani değişimlerin yaşanmadığı 1' inci ve 3' üncü saniye arası hariç takip edememektedir. Özellikle ani değişimlerin yaşandığı noktalarda hata değeri artmakta ve PID kontrol organı ani değişimlere kendini adapte edememektedir. Şekil 4.5.' de görüldüğü üzere ise kısa zaman aralığında çok ani değişimler gösteren sinyali PID kontrol organı takip edememektedir.




Şekil 4.4. Rasgele Giriş Sinyali2 İçin PID Kontrollü SDT Hız Oranı Cevabı.



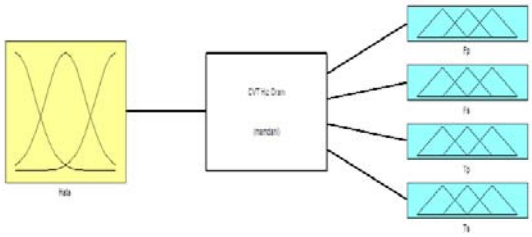

Şekil 4.5. Rasgele Giriş Sinyali3 için PID Kontrollü SDT Hız Oranı Cevabı.

Simülasyon sonuçları, PID kontrol organının ani değişimlere kendisini hızlı adapte edemediğini bu yüzden de ani değişim gösteren sinyaller için iyi sonuç vermediğini göstermektedir. Aracın sürüş şartları göz önünde bulundurulduğunda SDT hız oranı sürekli ve kısa bir zaman aralığında değişecektir. SDT hız oranı kontrolünde PID kontrol organı iyi sonuç vermemiştir.

### 4.2. Bulanık Mantık Kontrol Organı ile SDT Hız Oranı Kontrolü ve Simülasyon Sonuçları

Bulanık mantık yaklaşımı, makinelere insanların özel verilerini işleyebilme ve onların deneyimlerinden ve önsezilerinden yararlanarak çalışabilme yeteneği verir. Bu yeteneği kazandırırken sayısal ifadeler yerine sembolik ifadeler kullanılır. İşte bu sembolik ifadelerin makinelere aktarılması matematiksel bir temele dayanır. Bu matematiksel temel bulanık mantık kümeler kuramı ve buna dayanan bulanık mantıktır [17].

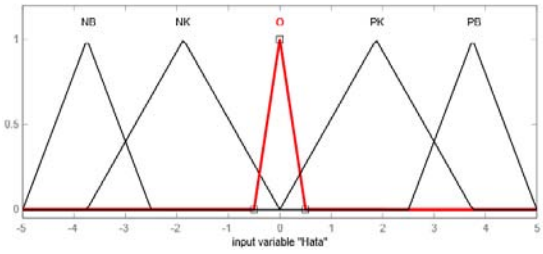
Şekil 4.6.' da SDT hız oranı bulanık mantık kontrol organının Matlab' da görüntüsü verilmiştir.



Şekil 4.6. Hız Oranı Bulanık Mantık Kontrolör.

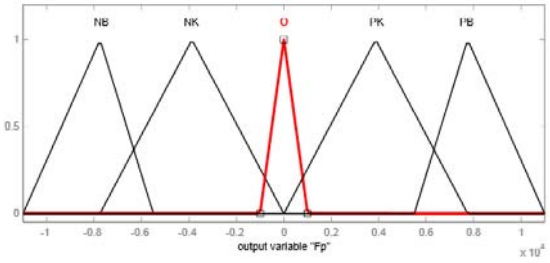
Bulanık mantık kontrol organının girişi sistemin verdiği cevapla, referans değer arasındaki farktan oluşan hata değeridir. Kontrol organının çıkış değerleri ise kontrol sinyalleridir.

Şekil 4.7.'de Hata' nın üyelik fonksiyonları Matlab' da görülmektedir.

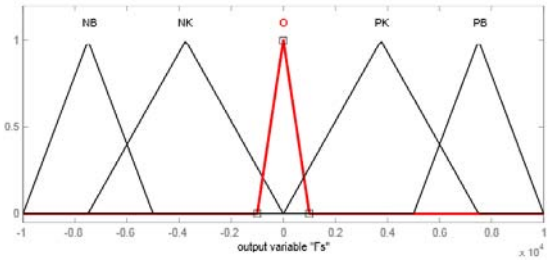


Şekil 4.7. Hata Üyelik Fonksiyonları.

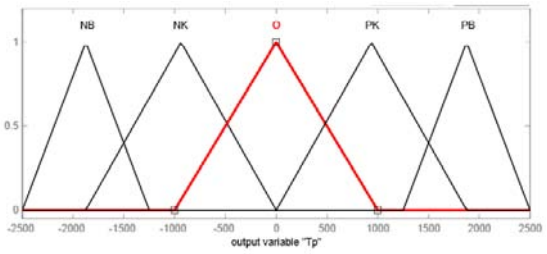
Şekil 4.8.' de birinci çıkışa ait üyelik fonksiyonları. Şekil 4.9.' da ikinci çıkışa ait üyelik fonksiyonları. Şekil 4.10.' da üçüncü çıkışa ait üyelik fonksiyonları. Şekil 4.11.' de ise dördüncü çıkışa ait üyelik fonksiyonları Matlab' da görülmektedir.



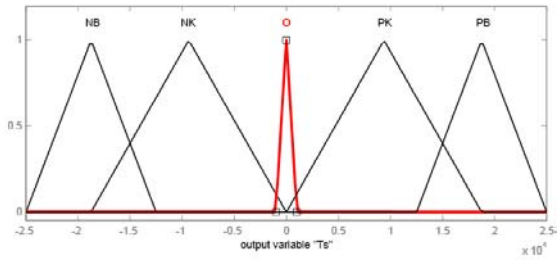

Şekil 4.8. Birinci Çıkışın Üyelik Fonksiyonları.




Şekil 4.9. İkinci Çıkışın Üyelik Fonksiyonları.

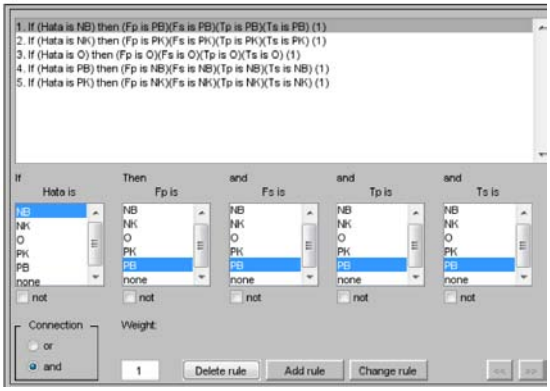



Şekil 4.10. Üçüncü Çıkışın Üyelik Fonksiyonları.




Şekil 4.11. Dördüncü Çıkışın Üyelik Fonksiyonları.

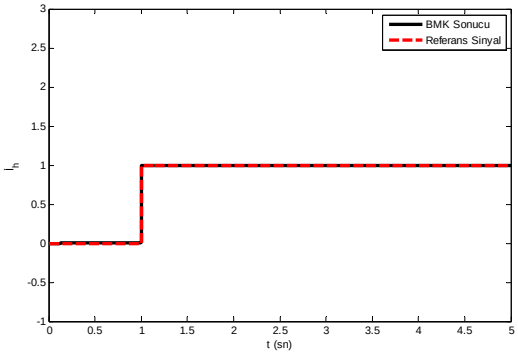
Şekil 4.12.' de ise bulanık mantık kontrolörün kural tablosunun Matlab' da ki görüntüsü verilmiştir.




Şekil 4.12. Kural Tablosu.

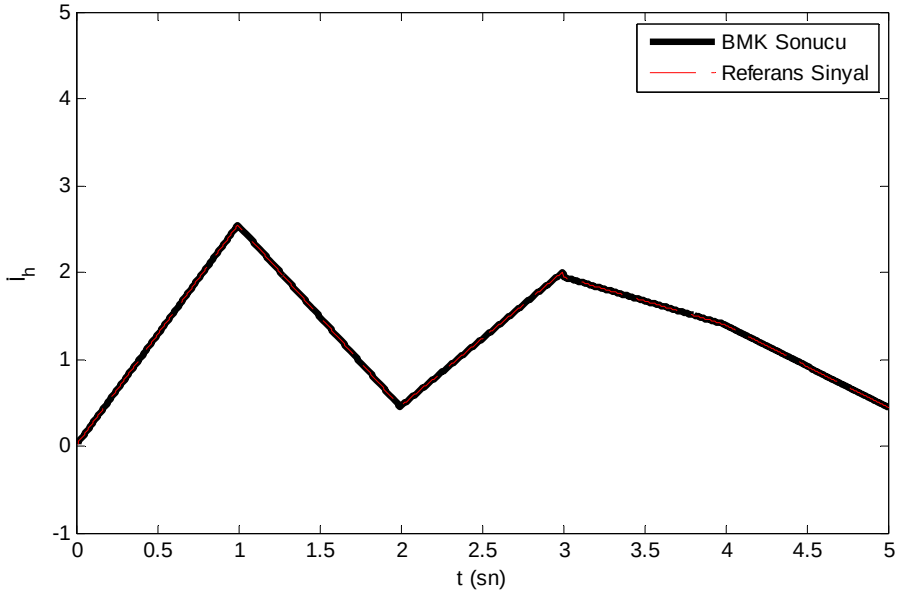
Bulanık mantık karar verme işleminde Mamdani. Durulaştırma işleminde ise ağırlık merkezi yöntemi kullanılmıştır.

SDT sistemi geliştirilen bulanık mantık kontrolörle kontrol edildiğinde, sistemin birim basamak sinyaline cevabı Şekil 4.13.' de görülmektedir.

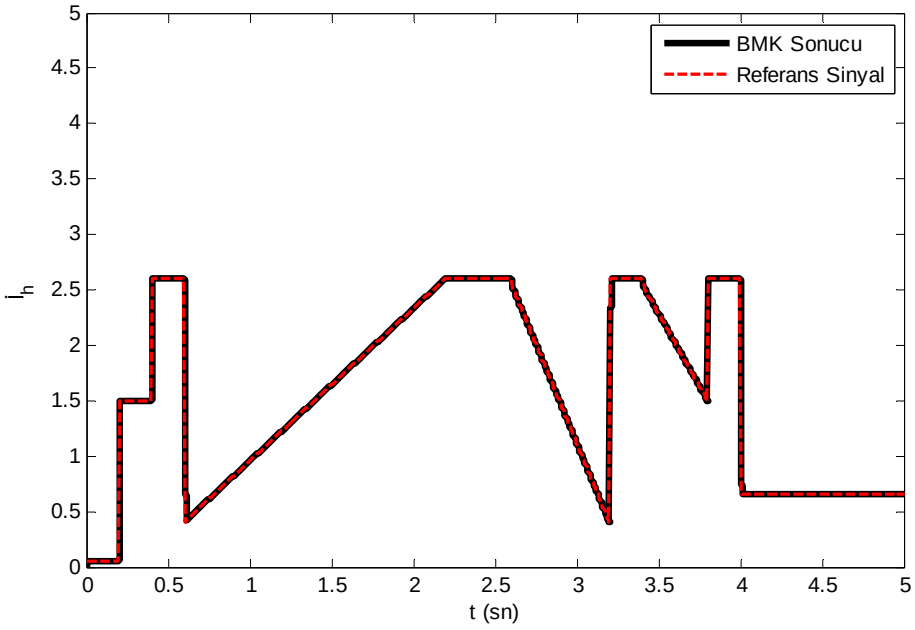



Şekil 4.13. Birim Basamak Sinyaline Bulanık Mantık Kontrollü SDT Hız Oranı Cevabı.

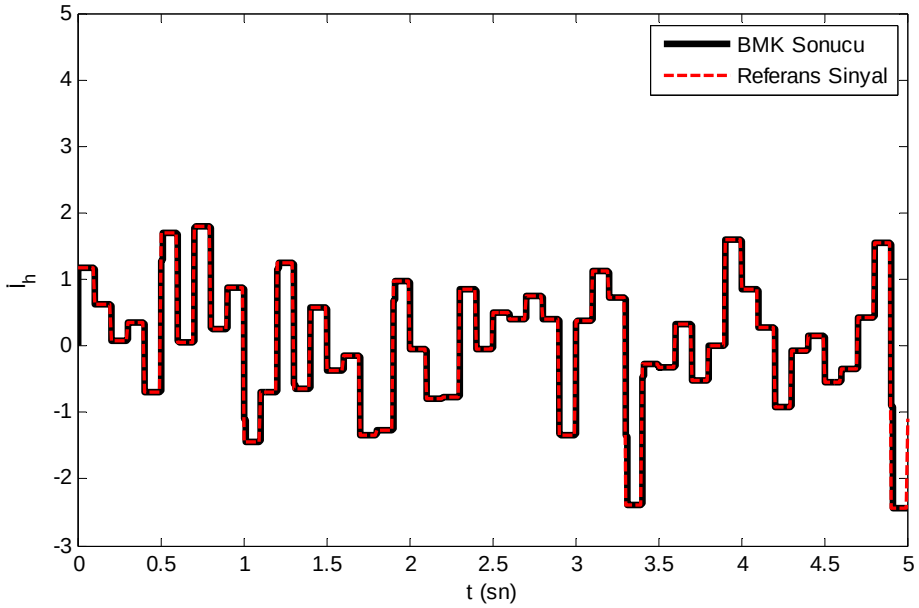
Şekil 4.14., şekil 4.15., şekil 4.16.' da ise sırasıyla geliştirilen bulanık mantık kontrolörle kontrol edilen sisteme:
rasgele giriş sinyali1, rasgele giriş sinyali2 ve rasgele giriş sinyali3 uygulandığında sistemin cevabı görülmektedir. Simülasyon sonuçlarından görüldüğü gibi bulanık mantık kontrol organı tüm sinyaller için çok iyi sonuç vermekte ve ani değişimlere kendini hızla adapte ederek referans sinyalleri çok iyi takip etmektedir.




Şekil 4.14. Rasgele Giriş Sinyali1 için Bulanık Mantık Kontrollü SDT Hız Oranı Cevabı.




Şekil 4.15. Rasgele Giriş Sinyali2 için Bulanık Mantık Kontrollü SDT Hız Oranı Cevabı.




Şekil 4.16. Rasgele Giriş Sinyali3 için Bulanık Mantık Kontrollü SDT Hız Oranı Cevabı.

## 5. Sonuçlar

Sürekli değişken transmisyon (SDT) sistemi hız oranı kontrolü yakıt tüketimi açısından oldukça önemlidir. Taşıtın sürüş şartları göz önüne alındığında transmisyon sisteminin hız oranını sürekli değiştirmesi yakıt tüketim miktarını azaltmakta ve motorun optimum çalışma çizgisi civarında işlemesini sağlamaktadır.

Bu yüzden bu çalışmada V-Kayışlı SDT sisteminin hız oranı kontrolü bulanık mantık kontrol organı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Geliştirilen bulanık mantık kontrol organının performansının iyi olduğu Şekil 4.14., Şekil 4.15. ve 4.16.' da görülmektedir. Önerilen bulanık mantık kontrol organıyla SDT hız oranı kontrolü gerçekleştirildiğinde, hızlanma, yavaşlama, ani frenleme vb. gibi taşıtın sürüş şartlarını yansıtan üç değişik giriş sinyalinde çok iyi sonuç verdiği görülmüştür. PID kontrol organı ise ani değişimlere ayak uyduramamaktadır ve ani değişim gösteren giriş sinyallerini takip edememektedir.

## 6. Kaynaklar

1. Lang, R., 2000, Continuously Variable Transmissions, An Overview of CVT Research Past, Present, and Future, http://123seminarsonly.com/SeminarReports/005/34368943-cvt.pdf

2. Arslan, R., Kaplan, C., Sürmen, A., Karamangül, M. İ., Motorlu Taşıtlarda Güç Aktarma Organları, Alfa Aktüel Yayınları, ISBN : 9789752531970, Bursa, 2011.

3. Bonsen, B., Efficiency optimization of the push-belt CVT by variator slip control, Doktora Tezi, Eindhoven University of Technology, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2006.

4. Rothenbühler, Y., New Slip Synthesis and Theoretical Approach of CVT Slip Control, Doktora Tezi, ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2009.

5. Zhou, M., Wen, J., Wang, X., and Zhou, Y., Modeling and Performance Simulation of Transmission System for Car Equipped with Metal Pushing V-belt Type CVT, Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), Harbin, Çin, 3-5 Eylül, 2008.

6. Lee, H., Kim H., '' CVT Ratio Control of Fuel Economy by Considering Powertrain Response Lag'', KSME International Journal, 17(11), s.1725-1731, 2003.

7. Adachi, K.., Ochi, Y., and Kanai, K., '' Development of CVT Control System and Its Use for Fuel-Efficient Operation of Engine'', Asian Journal of Control, 8(3), s.219-226, 2006.

8. Setlur, P., Wagner, R., Dawson, D. M., and Samuels B., ‘’ Nonlinear Control of a Continuously Variable Transmission (CVT) ‘’, IEEE Transactions on Control Systems Technology, 11(1), s.101-108 2003.
9. Pesgens, M., Vroemen, B., Stouten, B., Veldpaus, F., and Steinbuch, M., ‘’ Control of a Hydraulically Actuated Continuously Variable Transmission‘’, Vehicle System Dynamics, 44(5), s.387-406, 2006.
9. Ryu, W., Kim, H., 2008, ‘’ CVT Ratio Control with Consideration of CVT System Loss, ‘’ International Journal of Automotive Technology, ‘’ Vol. 9, No. 4, pp. 459-465.
10. Pasquier, M., ‘’ Continuously Variable Transmission Modifications and Control for a Hybrid Electric Powertrain‘’, SAE International, 04CVT-57, 2004.
12. Ang, K. K., Quek, C., and Wahab, A., ‘’ MCMAC-CVT: a Novel on-line Associative Memory Based CVT Transmission Control System, ‘’ Neural Networks, 15(2), s.219-236, 2002.
13. Xie, F., Wang, J., Wang, Y., ‘’ Study on CVT Tracking Control ‘’, Procedia Engineering, 16, s.723-728, 2011.
14. Kuo, B. C., Otomatik Kontrol Sistemleri, Literatür Yayıncılık, ISBN:975-7860-94-8, İstanbul, 1999.
15. Klaassen, T., The Empact CVT Dynamics and Control of an Electromechanically Actuated CVT, Doktora Tezi, Eindhoven University of Technology, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007
16. Srivastava, N., Haque, I., ‘’Nonlinear dynamics of a friction-limited drive: Application to a chain continuously variable transmission (CVT) system ‘’, Journal of Soundand Vibration, 321(1-2), s.319–341, 2009.
17. Elmas, Ç., Yapay Zeka Uygulamaları, Seçkin Yayıncılık, ISBN: 978-975-02-1696-1, Ankara, 2010.

# YAPAY SİNİR AĞLARI KULLANARAK İNSAN KALÇA VE DİZ EKLEMLERİNİN TİTREŞİM ANALİZİ

Şahin YILDIRIM,[1] İkbal ESKİ[2] ve Yahya POLAT[3]

[1,2] Mühendislik Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği, [3]Beden Eğitimi ve Spor Y.O., Erciyes Üniversitesi/ Kayseri

[1]sahiny@erciyes.edu.tr, [2]ikbal@erciyes.edu.tr, [3]ypolat@erciyes.edu.tr

## ÖZET

Son zamanlarda, insanlardaki kalp krizlerindeki artış nedeniyle, farklı yürüyüş pozisyonları için insanların kalp ritimlerini tahmin etmek gereklidir. Diğer yandan kalça ve diz eklemlerinin koşma ve yürüme şartları için de titreşim parametrelerinin analiz edilmesi gereklidir. Bu nedenlerden dolayı, bu çalışmada, insan kalça ve diz eklemlerinin titreşim analizi ve kalp ritimleri deneysel olarak ölçülmüştür. Titreşim parametreleri elde etmek için üç eksen ivme sensörü ve kalp ritimlerini ölçmek için de EKG cihazı kullanılmıştır. Daha sonra elde edilen deneysel veriler, yürüme ve koşma durumunda kalça ve diz eklemlerinin davranışını tahmin etmek için kullanılacak olan Yapay Sinir Ağlarının eğitiminde kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, Radyal Esaslı Yapay Sinir Ağı yapısı bu tür problemlerin çözümü için uygundur.

**Anahtar Kelimeler:** Kalça eklemi, diz eklemi, yapay sinir ağları, titreşim analizi.

# VIBRATION ANALYSIS ON HIPS AND KNEES OF HUMANS USING ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS

## ABSTRACT

Recently, due to heart attacks on humans; it is necessary to predict heart rhythm graphs of humans; during running positions. On the other hand hip and knee joints should be analysed to predict walking and running conditions. Therefore; in this project; the vibration of hip, knee joints and heart rhythm are analysed experimentally. Triaxial accelerometer is used to obtain vibration parameters and ECG device is used to measure heart rhythms. After the obtained experimental measurement; a proposed neural network is employed to predict; hip, knee and heart attack behaviour of humans with walking and running stages. According to obtained results, the proposed Radial Basis Neural Network structure is suitable for the solution of other prediction problems.

**Keywords:** Hip joint, knee joint, artificial neural network, vibration analysis.

## 1. GİRİŞ

İnsanların kalça ve diz eklemlerinin titreşim analizi ortopedi endüstrisi ve araştırmacılar açısından oldukça önemlidir. İnsan eklemleri üzerine yapılan bazı araştırmalar verilmiştir.
Glaser ve arkadaşları [1] kalça eklemi için yayılmayan akustik ve titreşim analiz tekniğini araştırmışlardır. Çalışmalarında ses sensörü ve üç eksen ivme sensörü kullanmışlardır. Bu sensörler dışarıdan pelvik ve femoral kemik çıkıntılarına yerleştirilmiştir. Ayrıca, istenmeyen frekanslar tarafından üretilen gürültüleri filtrelemek için veri toplama sistemi kullanılmıştır. Rakheja ve arkadaşları tüm vücut titreşimi altında insan vücudunun biyo dinamiğini araştırmışlardır [2]. Kalça kinematiğinin 3 boyutlu modeli ADAMS yazılımı kullanılarak mikro ayrılık rejimi altında geliştirilmiştir [3]. Yeow ve arkadaşları [4] kalça ve ayak bileği ile diz ekleminin lineer olmayan bükülme ilişkisini araştırmışlardır. Sekiz erkek denek kullanılmıştır. Kas iskelet modeli, kalça temas kuvvetlerini ve kalça protezi takılan 3 hasta için farklı hızlarda yürüyüşten kaynaklanan kas aktivasyonları tahmin etmek için ve kullanılmıştır [5]. Geliştirilen model yerel tahmin hata ölçümleri açısından ortalama kalça temas kuvvetlerini tahmin ettiği görülmüştür. Kalça temas kuvvetleri genellikle yavaş yürüyüş hızları için doğru sonuçlar vermektedir. Başka bir çalışmada, insan diz ekleminin dinamik modeli, yüklenmemiş diz eklem davranışını simüle etmek için geliştirilmiştir [6]. Ölçülen veriler literatürdeki verilerle mukayese edilmiştir.
Birleştirilmiş yerel mekanik titreşimlerin etkinliği, sürekli pasif hareket ve dizin termoterapisi Kitay ve arkadaşları [7] tarafından araştırılmıştır. İnsan diz ekleminin temel özelliklerinin hesaplamalı diz modeli araştırılmıştır [8]. Bu model iki anatomik bölümden oluşur; tibia ve femur. Bunlar gerçek kemiklerin anatomik ve geometrik fonksiyonlarının karakteristikleridir. Elde edilen sonuçlara göre, çeşitli hesaplamalı simülasyonlar yapılarak, literatürdeki ortalama ikincil hareket örneklerine yakın olan diz modeli elde edildi. Henriksen ve arkadaşları [9] yürüme esnasında, deneysel olarak indirgenmiş kalça kasını araştırmışlardır. Elli sağlıklı denek üzerinde, üç boyutlu gövdeyi hesaplamak için standart yürüme analizi yapılmıştır. Heiden ve arkadaşları [10], diz osteoartritli hasta yürüyüşündeki kas daralması ve diz mafsalının kinematiği ve kinetiği tarafından araştırılmıştır. Argatov [11] tarafından, yakın zamanda geliştirilmiş ince çift fazlı kıkırdak tabakaları arasında sürtünmesiz eliptik iletişim etkileşim asimptotik modeline göre, tibio-femoral temas modeli için yeni bir yöntemi sunulmuştur. Diğer bir çalışmada, Pena ve arkadaşları [12] tarafından, sağlıklı insan dizinin üç boyutlu sonlu elemanlar modeli sunulmuştur. Model; eklem, kemik, tüm ilgili bağlar ve diz kapağı tendonu, menüsküs ve eklem kıkırdaklarının ana yapısını içerir. Önerilen model deneysel ve nümerik sonuçlar kullanılarak doğrulanmıştır. Koşma durumunda vuku bulan dizin dönme ekseni değişimleri Bogert ve arkadaşları [13] tarafından belirlenmiştir. Üç deneğin üç boyutlu iskelet kinematiği, beş farklı koşma durumu için ölçülmüştür.
Bu çalışmada, farklı ağırlığa sahip kişilerin diz ve kalça eklemlerine yerleştirilen üç eksenli ivmeölçer ile yürüme ve koşma durumundaki titreşim değerleri elde edilmiştir. Bu değerler, YSA yaklaşımının eğitiminde kullanılarak, yürüme ve koşma durumunda kalça ve diz eklemlerinin davranışını tahmin edilerek, bu konuda çalışan araştırmacılara yardımcı olacağı düşünülmektedir.

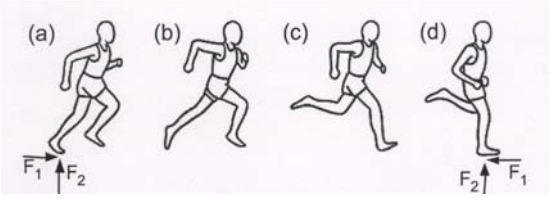
## 2. İNSANIN İSKELET YAPISI

İnsan iskeleti, güçlü ve hafif kemiklerden oluşmuş, vücut içerisinde yaşayan bir çatıdır. İskelet yapısı bizi destekleyerek, hareketimize izin verir. [14]. İnsanın hareketi kemik ve kasın birlikte hareketi ile mümkündür. Eklemler, iskeletin kemiklerini bağlayan yapılardır. Eklemler hareket serbestliklerine göre sınıflandırılabilir [15]. Eklemler üç sınıfa ayrılır: oynamaz, yarı oynar ve oynar eklemler.
İnsan vücudunu ayakta tutan iskelet yapısının en çok yük taşıyan eklemi olan kalça eklemi, günlük hayatta yürüme, koşma, zıplama gibi hareketler sonucu ortaya çıkan dinamik kuvvetlerin yanı sıra, düşme çarpma gibi ani darbelere de mukavemet göstermesi gereken bir eklemdir. Kalça eklemi yerinden oynaması en zor eklem olma özelliği ile insan iskeletinin en güçlü eklemidir. Bu durum

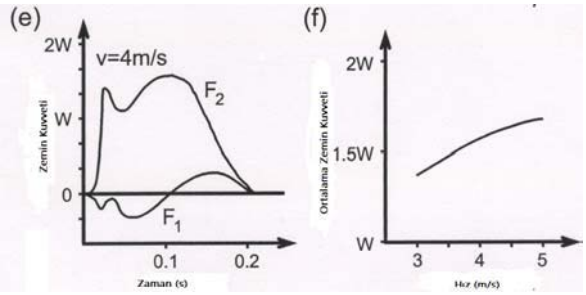
kalça kemiğinin eklem yuvasına tam olarak oturmasından kaynaklanmaktadır.
Diz eklemi; uyluk kemiği ile kaval kemiği arasındaki menteşe biçimli bir eklemdir. Eklem iç ve dış olmak üzere iki bölümlüdür. Eklem ön taraftan diz kapağı ile korunur. Diz eklemi insanın en büyük eklemidir. Bacağın öne veya arkaya hareket etmesine izin veren, birinci derece hareket serbestliğine sahip önemli bir eklemdir.

### *2.1. İnsanın Koşma Durumu*

Koşan bir insana ait koşma döngüsü Şekil 1'de verilmiştir. Şekil 2'de ise koşan bir insana etkiyen zemin kuvvetleri verilmiştir.




Şekil 1. Koşma döngüsü (a-d) [16].




Şekil 2. 4 m/s hızla koşan bir insana etki eden zemin kuvvetlerinin yatay ve düşey bileşenleri (e) Ortalama zemin kuvveti (f) [16].

Koşan bir insanın hareket eşitliği aşağıda verilmiştir.

$$\mathbf{m(d\vartheta/dt) = mf_o\eta - m\vartheta/\tau} \qquad (1)$$

Burada, koşan insanın kütlesi ***m***, koşan insanın hızı ***ϑ,*** zaman ***t*** *ve* ***τ*** sabit sönümleme katsayısıdır. $\boldsymbol{mf_o\eta}$ parametresi yürütücü kuvvet ve $\boldsymbol{m\vartheta/\tau}$ parametresi ise direnç kuvvetidir. $\boldsymbol{f_o}$ kütle başına maksimum yürütücü kuvvet katsayısı, ***η*** ise yürütücü kuvvet ayar katsayısıdır. Bu boyutsuz parametre aralığında $0 \le \eta \le 1$ değişir. Eşitlik (1)'de η=1 alındığında koşan insanın hızı;

$$\vartheta = f_o\tau\left[1 - \exp(-t/\tau)\right] \qquad (2)$$

Koşan insanın t zamanında aldığı mesafe ise;

$$x = f_o\tau\left[t + \tau(1 - \exp(-t/\tau))\right]$$

Koşan insanın ivmelenmesi durumunda enerji dengesi;

$$de/dt = b - (f_o/\mu)\vartheta = b - (f_o^2\tau/\mu)\left[1 - \exp(-t/\tau)\right]$$

Burada ***e*** yürüme olmaksızın kütle başına düşen kimyasal enerjiyi ifade eder, ***b*** kütle başına kimyasal enerjinin geri kazanım oranıdır. ***μ*** kimyasal enerjiyi mekanik bir işleve çevirmenin verimliliğidir.

### 2.2. *İnsan diz ve kalça eklemlerine etkiyen kuvvetler*

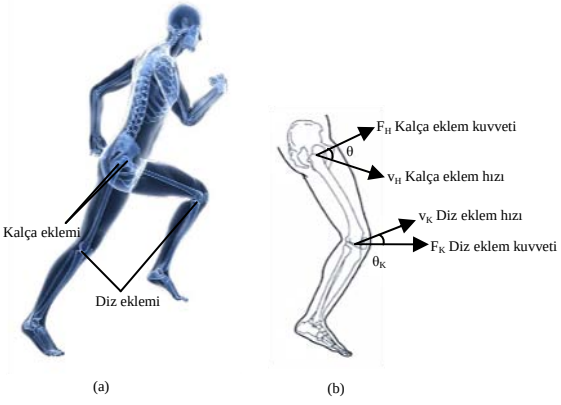
Bir insanın eklem kuvvetinin gücü $\boldsymbol{P_j}$;

$$\mathbf{P_j = F_j v_j} \qquad (3)$$

burada $\boldsymbol{F_j}$ eklem kuvveti, $\boldsymbol{v_j}$ eklem merkezinin hızıdır. İnsan vücuduna etkiyen eklem kuvvet ve momentlerinin gücü arasındaki ilişki;

$$\mathbf{F_p v_p - F_d v_d + T_p\dot{\theta} - T_d\dot{\theta}} = \frac{d}{dt}(\mathbf{mgh}) + \frac{d}{dt}\left(\frac{\mathbf{mv_x^2}}{\mathbf{2}}\right) + \frac{d}{dt}\left(\frac{\mathbf{mv_y^2}}{\mathbf{2}}\right) + \frac{d}{dt}\left(\frac{\mathbf{I\dot{\theta}^2}}{\mathbf{2}}\right) \qquad (4)$$

Burada *p* ve *d* uzvun distal ve proksimal bağlantısını temsil eder. Eşitlik 4 bir uzuv için enerji denge eşitliği olarak bilinir. Burada, ***T*** eklem torku, ***m*** insan vucüdunun kütlesi, $\boldsymbol{\dot{\theta}}$ açısal hız, ***I*** atalet momenti, ***g*** yer çekimi ivmesi ve ***h*** maksimum yer değiştirmedir [17]. Şekil 3'de insan kalça, diz eklemi ve etkiyen kuvvetler verilmiştir.

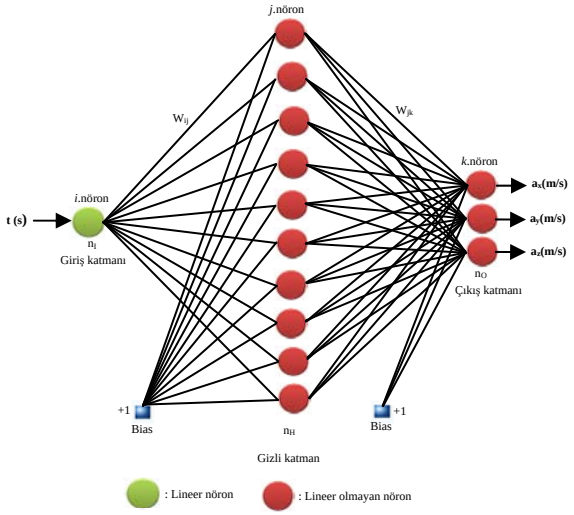



Şekil 3.a. İnsan vücudunda ölçülen eklemlerin şematik gösterimi

b. İnsan kalça ve diz eklemlerine etkiyen eklem kuvvetlerinin şematik gösterimi

## 3.YAPAY SINIR AĞI (YSA)

Bu araştırmada, bir ileri beslemeli YSA yapısı, insan kalça ve diz eklemlerindeki titreşim parametrelerin analizinde kullanılmıştır. Şekil 4'de gösterildiği gibi giriş sinyallerinin uygulandığı katmana giriş katmanı ($n_I$), çıkış sinyal cevabının alındığı katmana çıkış katmanı ($n_O$) denir. Giriş ve çıkış katmanlarının arasında gizli katmanlar ($n_H$) bulunur. Gizli katmandaki nöronlar lineer olmayan davranışları dolayısıyla sinir ağının toplam davranışındaki nonlineerliği teşkil eder [18].




Şekil 4. YSA analizörün şematik gösterimi

### *3.1. Radyal Esaslı Yapay Sinir Ağı*

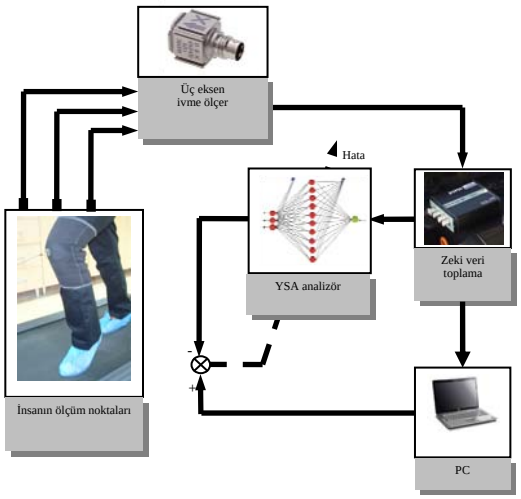
Radyal Esaslı yapısı ileri beslemeli YSA yaklaşımıdır. Gizli ve çıkış katmanlarında Gauss aktivasyon fonksiyonu kullanmaktadır. Lineer olmayan verilerin modellenmesi için genellikle tercih edilir. Radyal esaslı fonksiyon aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\mathbf{f(x) = \sum_{j=1}^{m} w_j h_j(x)} \qquad (5)$$

Burada $(w_j)$ ağırlıklar, *f(x)*; gizli katmandaki çıkış değeri fonksiyonu, *x*; n boyutlu giriş vektörü, *m* gizli katmandaki nöron sayısı ve $h_j$; transfer fonksiyonudur [19].

$$\mathbf{h_j(x) = \exp\left(-\sum_{k=1}^{n} \frac{(x_k - c_{jk})^2}{r_{jk}^2}\right)} \qquad (6)$$

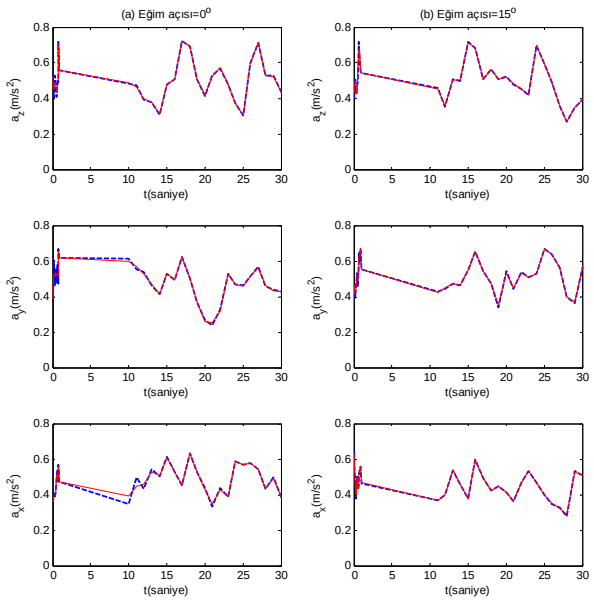
Şekil 5'de geliştirilen YSA analizörü ve akış şeması verilmiştir.




Şekil 5. YSA analizörün ve deneysel çalışmanın şematik diyagramı

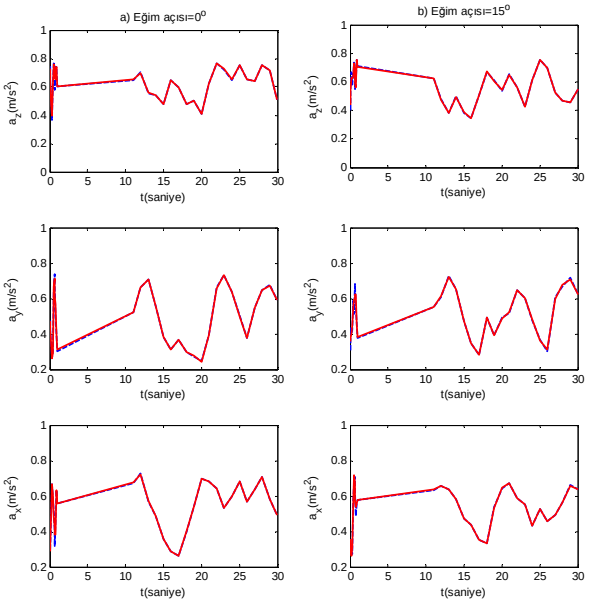
## 4.DENEY VE SİMÜLASYON SONUÇLARI

Bu çalışmada öncelikli olarak, 3 eksen ivme sensörü kullanılarak insan kalça ve diz eklemlerindeki titreşimler ölçülmüştür. Deneyler koşu bandı üzerinde iki farklı hız ve iki farklı eğim için yapılmıştır. Daha sonra elde edilen bu veriler ile YSA analizörü eğitilmiştir. Radyal Esaslı Yapay Sinir Ağı yapısı kullanılarak elde edilen sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Hata sonuçlarına göre, Radyal Esaslı Yapay Sinir Ağı bu tür titreşim değerlerinin analizi için uygundur.



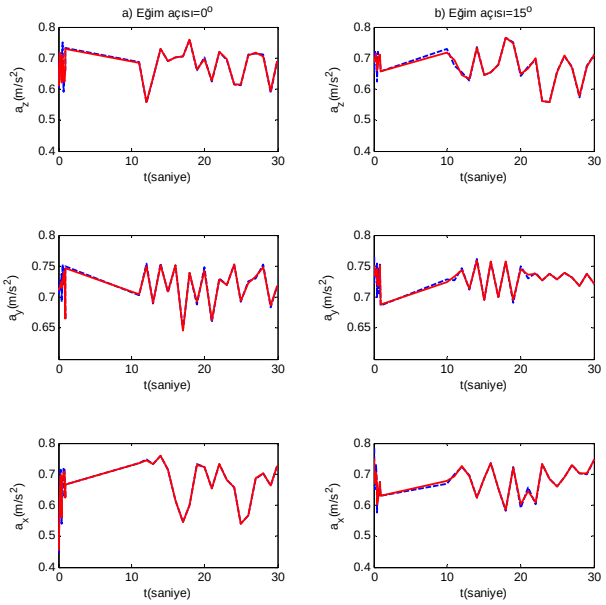

: Ölçülen değer : YSA sonucu

Şekil 6.Kalça ekleminin ortalama ivmesi için YSA ve deneysel sonuçlar (72 kg insan ağırlığı ve 2 km/h yürüme hızı için)



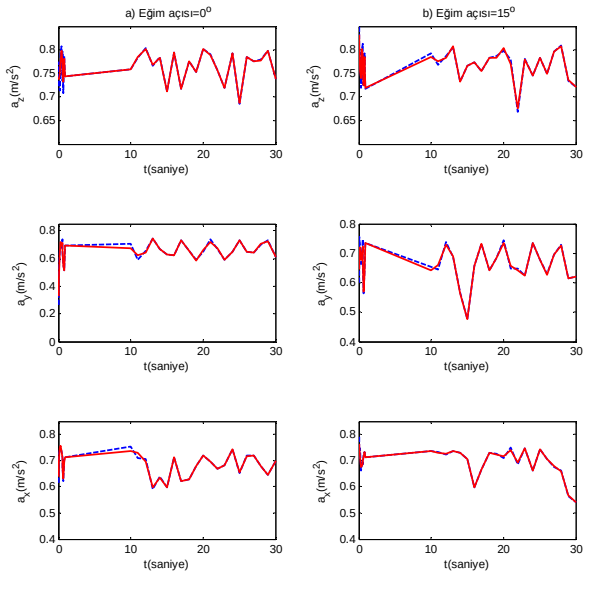

: Ölçülen değer : YSA sonucu

Şekil 8.Sağ diz eklem ivmesi için YSA ve deneysel sonuçlar (72 kg insan ağırlığı ve 2 km/h yürüme hızı için)



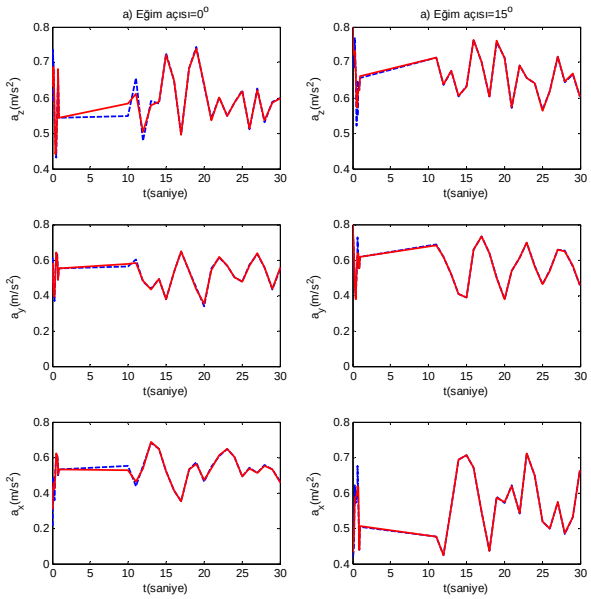

: Ölçülen değer : YSA sonucu

Şekil 7.Kalça ekleminin ortalama ivmesi için YSA ve deneysel sonuçlar (72 kg insan ağırlığı ve 13 km/h yürüme hızı için)



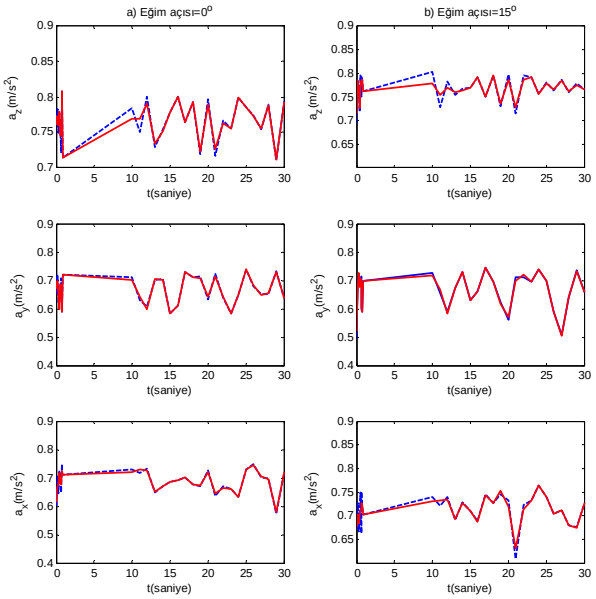

: Ölçülen değer : YSA sonucu

Şekil 9.Sağ diz eklem ivmesi için YSA ve deneysel sonuçlar (72 kg insan ağırlığı ve 13 km/h yürüme hızı için)



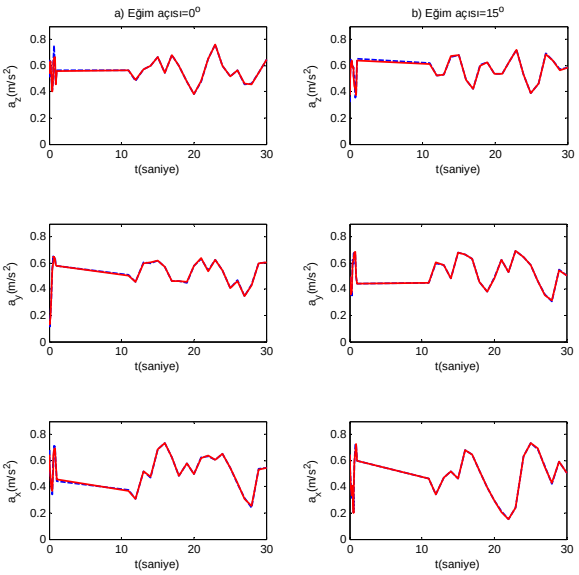

: Ölçülen değer : YSA sonucu

Şekil 10.Sol diz eklem ivmesi için YSA ve deneysel sonuçlar (72 kg insan ağırlığı ve 2 km/h yürüme hızı için)



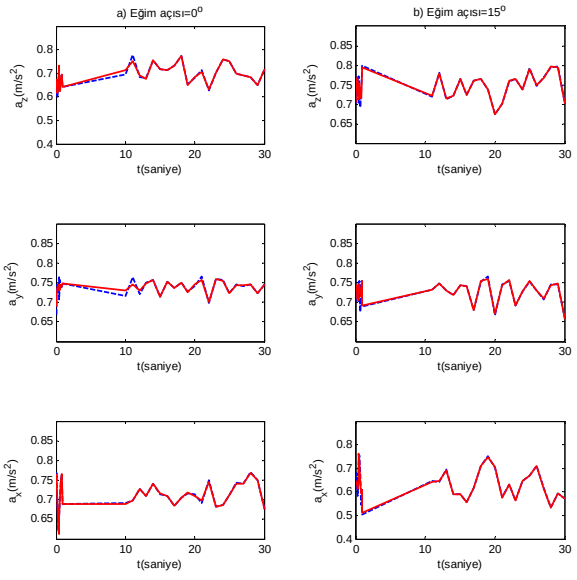

: Ölçülen değer : YSA sonucu

Şekil 11.Sol diz eklem ivmesi için YSA ve deneysel sonuçlar (72 kg insan ağırlığı ve 13 km/h yürüme hızı için)



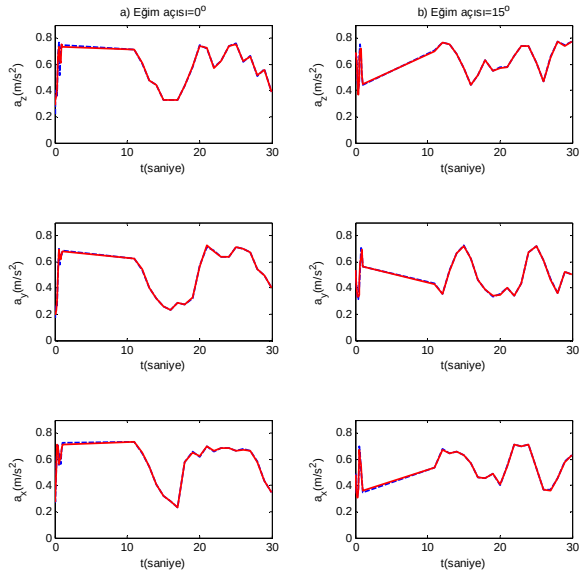

: Ölçülen değer : YSA sonucu

Şekil 12.Kalça ekleminin ortalama ivmesi için YSA ve deneysel sonuçlar (90 kg insan ağırlığı ve 2 km/h yürüme hızı için)



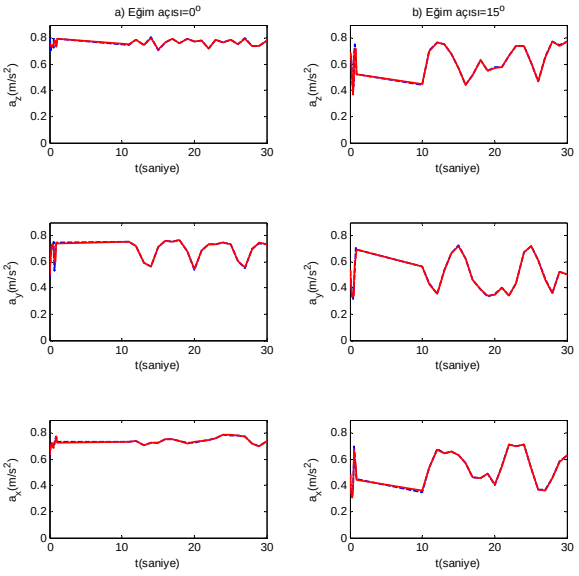

: Ölçülen değer : YSA sonucu

Şekil 13.Kalça ekleminin ortalama ivmesi için YSA ve deneysel sonuçlar (90 kg insan ağırlığı ve 13 km/h yürüme hızı için)



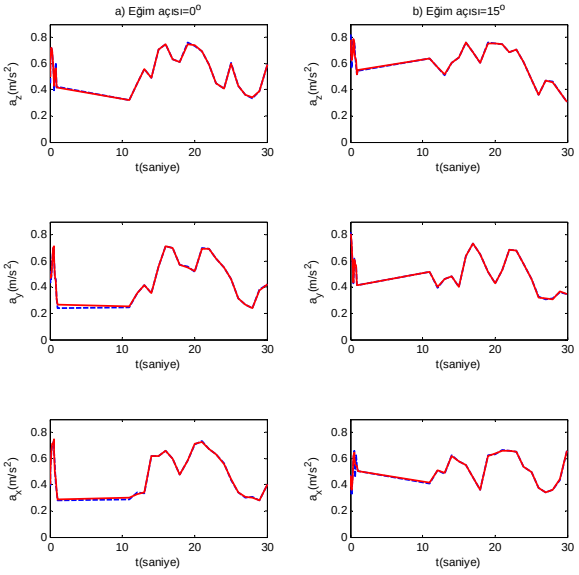

: Ölçülen değer : YSA sonucu

Şekil 14.Sağ diz eklem ivmesi için YSA ve deneysel sonuçlar (90 kg insan ağırlığı ve 2 km/h yürüme hızı için)



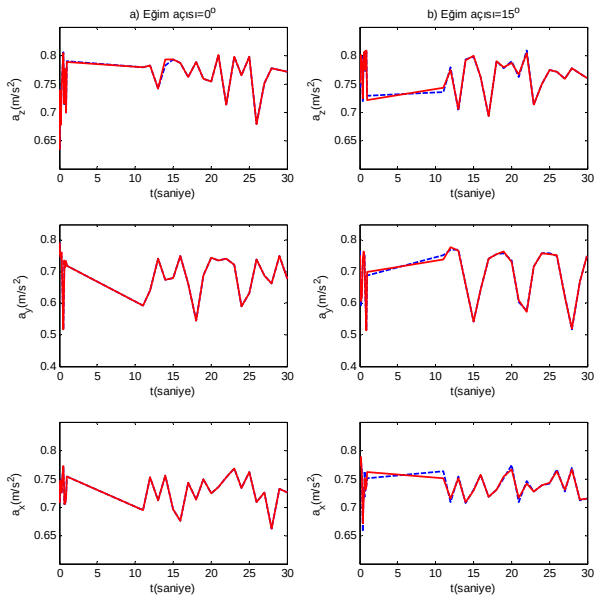

: Ölçülen değer : YSA sonucu

Şekil 15.Sağ diz eklem ivmesi için YSA ve deneysel sonuçlar (90 kg insan ağırlığı ve 13 km/h yürüme hızı için)




: Ölçülen değer : YSA sonucu

Şekil 16.Sağ diz eklem ivmesi için YSA ve deneysel sonuçlar (90 kg insan ağırlığı ve 13 km/h yürüme hızı için)




: Ölçülen değer : YSA sonucu

Şekil 17.Sol diz eklem ivmesi için YSA ve deneysel sonuçlar (90 kg insan ağırlığı ve 13 km/h yürüme hızı için)

72 kg ağırlığa sahip ve 1.78 cm boyundaki bir insanın kalça ve diz eklemlerinin titreşim parametreleri, Şekil 6-11'de verilmiştir. Şekil 6'da 2 km/h yürüme hızında kalça ekleminin ivme değerleri verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi z yönündeki ivme değerleri, diğer iki eksene göre daha yüksektir. Şekil 7'de ise, 13 km/h yürüme hızı için elde edilen değerler verilmiştir. 0- 0.5 saniyeleri arasında YSA analizörü ve ölçülen değerler arasında farklılıklar vardır. Şekil 8'de 2km/h yürüme hızı için sol diz eklemin titreşim değerleri verilmiştir. Eğimli yoldaki yürüyüş için titreşim değerleri düz eğimli yoldakine göre daha yüksektir. 13 km/h yürüme hızı için sonuçlar Şekil 9'da verilmiştir. Şekil 10-11'de ise iki farklı yürüme hızı için sağ diz ekleminin titreşim değerleri verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, önerilen YSA yapısı, titreşim parametrelerinin analizine adapte olabilmektedir.

90 kg ağırlığa sahip ve 1.82 cm boyundaki bir insanın kalça ve diz eklemlerinin titreşim parametreleri, Şekil 12-17'de verilmiştir. İki farklı yürüme hızı için, kalça ekleminin titreşim parametrelerinin analizinde YSA yapısı iyi sonuç vermiştir (Şekil 12-13). Şekil 14 ve 15'de, sol diz ekleminin iki farklı yürüme hızı için ivme değerleri verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi YSA analizörü oldukça iyi sonuç vermiştir. Son olarak, YSA analizörü sağ diz ekleminin titreşim parametrelerinin analizinde kullanılmıştır. Şekil 16 ve 17'de de görüldüğü gibi YSA analizörü ölçülen titreşim parametrelerinin analizinde iyi sonuç vermektedir.

## 5.SONUÇLAR

Bu çalışmada, iki farklı ağırlığa sahip insanların kalça ve diz eklemlerindeki titreşim değerleri ölçülerek, bu titreşim değerlerinin analizinde kullanılacak olan optimum YSA analizörü tespit edilmiştir. Önerilen YSA yapısı, bu tür titreşim parametrelerin analizinde gürbüz kararlı bir yapıya sahiptir.

**TEŞEKKÜR:** Yazarlar Erciyes Üniversitesi'ne bu bildirinin uzantısı olacak olan FBA-10-2916 numaralı projelerine maddi destek vermesinden dolayı teşekkürlerini sunarlar.

## KAYNAKLAR

1.Glaser, D., Komistek, R.D., Cates, H. E., Mahfouz, M.R., "A non-invasive acoustic and vibration analysis technique for evaluation of hip joint conditions", J. Biomech., 43, s.426–432, 2010.

2. Rakheja, S., Dong, R.G., Patra, S., Boileau, P.-É., Marcotte, P., Warren, C., "Biodynamics of the human body under whole-body vibration: Synthesis, of the reported data", Int. J. Ind. Ergonomics., 40, s.710-732, 2010.

3. Sariali, E., Stewart, T., Jin, Z., Fisher, J., "Three-dimensional modeling of the hip kinematics under micro-separation regime", Noise analysis, J. Biomech., 41, s.64, 2008.

4. Yeow, C.H., Lee, P.V.S., Goh, J.C.H., "Non-linear flexion relationships of the knee with the hip and ankle, and their relative postures during landing", The Knee, 18, s.323-328, 2011.

5. Modenese, L., Phillips, A.T.M., "Prediction of hip contact forces and muscle activations during walking at different speeds", Multibody Syst Dyn., 28, s.157-168, 2012.

6. Freya, M., Riener, R., Michas, C., Regenfelder, F., Burgkart, R., "Elastic properties of an intact and ACL-ruptured knee joint: Measurement, mathematical modelling, and haptic rendering", J. Biomech., 39, s.1371–1382, 2006.

7. Kitay, G. S., Koren, M. J, Helfet, D. L., Parides, M. K., Markenson, J.A., "Efficacy of combined local mechanical vibrations, continuous passive motion and thermotherapy in the management of osteoarthritis of the knee", Osteoarthr Cartilage, 17, s.1269-1274, 2009.

8. Ribeiro, A., Rasmussen, J., Flores, P., Silva, L. F., "Modeling of the condyle elements within a biomechanical knee model", Multibody Syst Dyn., 28, 181-197, 2012.

9. Henriksen, M., Aaboe, Jens, Simonsen, E.B., Alkjær, T., Bliddal, H., "Experimentally reduced hip abductor function during walking: Implications for knee joint loads", J. Biomech., 42, s.1236–1240, 2009.

10. Heiden, T.L., Lloyd, D.G., Ackland, T.R., "Knee joint kinematics, kinetics and muscle co-contraction in knee osteoarthritis patient gait", Clin Biomech., 24, s.833–841, 2009.

11. Argatov, I., "Development of an asymptotic modeling methodology for tibio-femoral contact in multibody dynamic

simulations of the human knee joint", Multibody Syst Dyn., 28, s.3-20, 2012.
12. Pena, E., Calvo, B., Martinez, M.A., Doblare, M., "A three-dimensional finite element analysis of the combined behaviour of ligaments and menisci in the healthy human knee joint", J. Biomech., 39, s.1686–1701, 2006.
13. Bogert, A.J.V.D, Reinschmidt, C., Lundberg, A., "Helical axes of skeletal knee joint motion during running", J. Biomech., 41, s.1632–1638, 2008.
14. Walker, R.: The human skeleton, Smart Apple Media, Franklin Watts, Australia, 2005.
15. Chiras, D.D.: Human Biology, Seventh Edition, Jones Bartlett Learning International, Canada, 2011.
16.Tözeren A.,Human Body Dynamics: Classical Mechanics and Human Movement, 2000 Springer-Verlag New York, Inc., s.242.
17. Zatsiorsky V.M.: Kinetics of Human Motion, Human Kinetics, First edition, USA, 2002.
18. Pridyy, K., Keller, P.E., Artificial Neural Networks: An introduction, The society of photo-optical instrumentation engineers, USA, 2005.
19. Yıldırım, Ş., Eski, İ.," Noise analysis of robot manipulator using neural networks", Robot Cim-Int Manuf., 26, s.282–290, 2010.

# KİRİŞLERDEKİ BİR ÇATLAĞIN KISALTILMIŞ VERİ KULLANILARAK ÇİZDİRİLEN FREKANS ORAN KONTURLARI YARDIMIYLA TESPİTİ

Kemal MAZANOĞLU*, Habibe GÜRSOY*, Mustafa SABUNCU**

*Uşak Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 64200, UŞAK
**Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 35397, Buca İZMİR

kemal.mazanoglu@usak.edu.tr, habibe.gursoy@usak.edu.tr, mustafa.sabuncu@deu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada çubuk şekilli mekanik parçalarda titreşim yoluyla çatlak tespiti için "Frekans oran konturları" olarak isimlendirilen bir yöntem sunulmaktadır. Bununla birlikte frekans spektrumundaki tepe frekanslarını en az veri ile belirlemek için "Tekrarlı ölçeklenen ağırlıklı frekans zumlaması (TAFZ)"olarak isimlendirilen bir yöntem önerilmektedir. Yöntemlerin etkinliği bir ticari analiz programından ve deneylerden elde edilen veriler kullanılarak incelenmiştir. Karşılaştırmalı testlerle bulunan sonuçlar, bir çatlağın frekans oran konturları ile tespitinde çatlak kaynaklı modal frekans düşüşlerinin doğru belirlenmesinin kritik öneme sahip olduğunu göstermektedir. Frekans spektrumunda tepe frekanslarını yeterli çözünürlükte gözlemek için veri uzunluğu oldukça fazla olmalıdır. Bunun yerine, önerilen TAFZ yöntemi kullanılarak tepe frekansları çok daha kısaltılmış veri uzunluğu ile belirlenebilmektedir. Elde edilen frekans oranları çatlak tespit yönteminde kullanıldığında çatlağın yeri ve derinliği oldukça başarılı bir şekilde tespit edilmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Çubuk titreşimleri, frekans oran konturları, çatlak tespiti, tepe frekansları, veri işleme

# DETECTION OF A CRACK IN BEAMS BY THE AID OF FREQUENCY RATIO CONTOURS PLOTTED USING SHORTENED DATA

## ABSTRACT

In this study, a method called "Frequency ratio contours" is presented for vibration based crack detection in beam shaped mechanical components. In addition, a method called "Rescaled weighted frequency zooming (RWFZ)" is proposed for determining peak frequencies in the frequency spectrum using minimum data size. Efficiencies of the methods are investigated using the data obtained by the commercial analysing program and the experiments. The results found by the comparative tests represent that the accurate determinations of crack based modal frequency fallings are critically important for the detection of a crack by the frequency ratio contours. To observe peak frequencies with adequate resolution in the frequency spectrum, data length should be considerably large. Instead, peak frequencies can be determined by the method of RWFZ using much shortened data length. If the obtained frequency ratios are employed in the crack detection method, location and depth of the crack are detected quite successfully.

**Keywords:** Beams vibration, frequency ratio contours, crack detection, peak frequencies, data processing

## 1. GİRİŞ

Mekanik Sistemler veya bu sistemlerin yapısal parçaları çoğu zaman kaynak, korozyon, yorulma, darbe gibi fiziksel veya kimyasal yükleme etkilerine maruz kalan kiriş tipi elemanlar içermektedir. Tüm bu etkiler yapının dinamik davranışlarında değişime neden olan hatalarla sonuçlanabilir. Bu değişimlerin tam olarak belirlenmesi, teorik titreşim modelleri ile desteklenen titreşim esaslı çatlak tespit metotlarının başarılı olabilmesi açısından oldukça önemlidir. Titreşim izleme ve doğrudan ölçüm uygulamalarının kullanıldığı çatlak tespit yöntemlerinde teorik titreşim modeline ihtiyaç olmayabilir. Bu yöntemler genellikle mod şeklindeki değişimlerin yüksek doğrulukta ölçümlerle izlenmesine ihtiyaç duyar. Bunlar, çoklu sensör, yüksek duyarlılık, geniş harddisk kapasitesi ve hızlı işlem yapma gibi özelliklere sahip pahalı veri toplama ve izleme sistemleri gerektirmektedir. Halbuki, çatlak tespiti için ideal sistem, ucuz, müdahaleye gerek duyulmayan ve otomasyona uygun olmalıdır. Böylece kişisel operatör farklılıklarından kaçınılabilir.

Çatlaklı kirişlerin titreşim analizi ve çatlağın tespiti için çok sayıda yöntem ve yaklaşım önerilmiştir. Bu çalışmaların çoğu çatlaklı kirişlerin titreşim analizine yönelik olmakla birlikte, bazı çalışmalarda kirişlerin dinamik cevabını kullanan çatlak tespit yöntemleri de sunulmuştur. Ölçülen titreşim cevabından hasarın tanımlanması, tespit edilmesi ve karakterize edilmesi ve ayrıca kirişin dinamik davranışlarındaki değişimin incelenmesini içeren çalışmaları özetleyen literatür araştırmaları önce Dimarogonas [1] ve daha sonra Doebling ve arkadaşları [2] tarafından verilmiştir. En popüler öneri olan, frekans esaslı çatlak tespit yöntemleri ise Salawu [3] tarafından özetlenmiştir. Frekans esaslı yöntemler arasında, en düşük 3 titreşim modu için çizdirilen kontur grafikleri kullanılarak kirişteki bir çatlağın tespiti daha önce bazı çalışmalarda sunulmuştur [4-7]. Liang ve arkadaşları[4], çatlağın boyutunun ve yerinin tespiti için 3 ayrı frekans kontur çizgisinin kesişim noktasının bulunmasını önermişlerdir. Daha sonra bu yöntem, kademeli değişken kesitli[5] ve doğrusal değişken kesitli [6] kirişlerde çatlak tespitine uyarlanmıştır. Chen ve arkadaşları[7], ilk 3 titreşim moduna ait frekans kontur çizgilerinin bir çatlağın tespitinde kullanımını deneysel olarak göstermişlerdir. Owolabi ve arkadaşları[8], ilk 3 doğal frekanstaki ölçüm değişimlerine ve frekans cevap fonksiyonunda karşılık gelen genlik değişimlerine bağlı olan hasar tanımlama prosedürünü sunmuşlardır. Buna ilaveten, kirişteki bir çatlağın tespiti için 2 ölçümün yeterli olduğunu göstermişlerdir. Dado[9] farklı sınır şartları altındaki kirişlerde çatlak tespiti için, en düşük 2 doğal frekansı girdi olarak kullanan bir algoritma tanımlamıştır. Birçok durumda, teorik model ve ölçümlerdeki sonuçların farklılığından dolayı frekans konturlarını doğru olarak çizdirebilmek için kiriş çatlaksız haldeyken bir referans ölçümü zorunlu olmuştur.

Frekans kontur çizgilerine dayanan yöntemlerde hassas bir ölçümün yapılması çok önemlidir. Bu nedenle ölçülen sistemden alınan verinin geliştirilmesine yönelik çeşitli sinyal işleme yöntemlerine dayanan çalışmalar mevcuttur [10]. Ancak, çok az çalışma çatlak tespiti için toplanan sinyalin geliştirilmesine yönelik uygulamalar içermektedir. Chen ve arkadaşları [7] çalışmalarında deneylerindeki ölçüm hatalarını minimize etmek için, frekans çözünürlüğünün arttırılmasını sağlayan zumlanmış hızlı Fourier dönüşümü yöntemini sunmuşlardır. Mazanoglu ve Sabuncu [11] bu çalışmada sunulan "tekrarlı ölçeklenen ağırlıklı frekans zumlaması (TAFZ)" yönteminin temelini oluşturan "tekrarlı ölçeklenen frekans zumlaması (TFZ)" yöntemini sunmuşlardır.

Bu çalışmada ankastre bir kirişteki bir çatlak, frekans oran konturları olarak isimlendirilen bir yöntem ile tespit edilmektedir. Yöntemin başarısı sonlu eleman paket programı ve deneysel olarak modellenen kirişler üzerinde test edilmektedir. Deney kirişinden titreşim ölçümü sonucu alınan veriden elde edilen tepe frekanslarını en az veri ile belirlemek için "Tekrarlı ölçeklenen ağırlıklı frekans zumlaması (TAFZ)"olarak isimlendirilen bir yöntem önerilmektedir. Bu veri geliştirme yönteminden elde edilen sonuçlar, gereğinden fazla uzun veri kullanıldığında ve iyi bilinen spline interpolasyonu ile veri uzunluğu daha da uzatılarak çözünürlük çok arttırıldığında elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmaktadır. Sonuçlar, frekans oran konturları yönteminin başarısı açısından kritik öneme sahip olan çatlak kaynaklı modal frekans düşüşlerinin

önerilen yöntem ile doğru olarak belirlenebildiğini göstermiştir. Veri uzunluğu fazlasıyla azaltılarak işlem süresinin çok kısalması sağlanmıştır.

## 2. ÇATLAKLI KİRİŞİN TİTREŞİM ANALİZİ

Kontur çizgilerini çizdirmekte kullanılacak olan frekans haritalarını hazırlamak için gereken doğal frekanslar, çatlaktan kaynaklanan enerji değişimleri yardımıyla hesaplanabilir. Kırılma mekaniği teorisi, çatlak büyümesiyle değişen yapısal uzama/gerilme enerjilerini tanımlamaktadır [12,13]. Çatlaktan dolayı depolanan enerji, birinci mod çatlak tipinin gerilme yoğunluk faktörü kullanılarak tanımlanır. Clapeyron teoremine göre, kirişte bir çatlak varken dış moment tarafından yapılan işin sadece yarısı uzama-gerilme enerjisi olarak depolanır. Enerjinin çatlak tarafından kullanılan geri kalan yarısı aşağıdaki şekilde formüle edilir:

$$CE = D(a)M(z_c)^2 \tag{1}$$

Formülde $z_c$ kirişteki çatlağın yerini, $M$ eğilme momentini simgeler. $z_c$ noktasındaki eğilme momenti aşağıdaki şekilde formüle edilmiştir.

$$M(z_c) = E'I(z_c)\frac{d^2W(z_c)}{dz^2} \tag{2}$$

Eşitlikte $W(z_c)$ ve $I(z_c)$ sırasıyla çatlağın bulunduğu yerdeki enine yer değiştirmeyi ve alan atalet momentini ifade eder. $E'$, gerilme durumu için elastisite modülü $E$, uzama durumu için de $E/(1-\nu^2)$ olarak tanımlanır. Burada $\nu$ Poisson oranıdır. Çatlak tarafından kullanılan enerjiyi tanımlayan Eşitlik (1) de verilen $D(a)$ katsayısı ise çatlak derinliğine bağlı olarak aşağıdaki şekilde formüle edilir.

$$D(a) = \frac{18\pi F(a)^2 a^2}{Eb_c h_c^4} \tag{3}$$

Bu eşitlikte $b_c$ ve $h_c$ çatlağın bulunduğu yerdeki kiriş kalınlığını ve yüksekliğini sembolize eder. $F(a)$ ise $a/h_c \le 0.6$ olduğu durumlar için aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$F(a) = 1.12 - 1.4(a/h_c) + 7.33(a/h_c)^2 - 13.8(a/h_c)^3 + 14(a/h_c)^4 \tag{4}$$

Çatlağın açılması sonucu kirişte meydana gelen ilave açısal yer değiştirme, çatlak ucu civarında çekme gerilimine neden olur. Bu etki dikkate alındığında, kirişteki eğilmenin neden olduğu çekme gerilmesi ile çatlak açılmasının birbirine ters olan enerji etkilerinin farkı alınarak çatlak tarafından kullanılan net enerji belirlenir. Bu halde bahsedilen enerji değişimi ile orantılı olan $D(a)$ katsayısı aşağıdaki şekilde yeniden formüle edilebilir [14].

$$D(a) = \frac{18\pi F(a)^2 a^2}{Eb_c h_c^4}(1 - a/h_c) \tag{5}$$

Kullanılan enerjinin $L$ kiriş boyu üzerinde tanımlanan $z$ koordinat eksenindeki dağılımı aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\Gamma^{CE} = \frac{Q(a, z_c)}{1 + [(z - z_c)/(q(a)a)]^2} \tag{6}$$

Formüldeki $Q(a, z_c)$ ve $q(a)$ terimleri aşağıda verilmiştir:

$$Q(a, z_c) = \frac{D(a)[M(z_c)]^2}{q(a)a\left\{\arctan\left[\frac{L - z_c}{q(a)a}\right] + \arctan\left[\frac{z_c}{q(a)a}\right]\right\}} \tag{7}$$

$$q(a) = \frac{3\pi[F(a)]^2 (h_c - a)^3 a}{\left(h_c^3 - (h_c - a)^3\right)h_c} \tag{8}$$

Enerjinin korunumu kanununa göre kirişte herhangi bir çatlak yoksa maksimum kinetik ve potansiyel enerjiler birbirine eşit olmalıdır. Kiriş üzerinde çatlak oluşması sonucu ortaya çıkan iş mevcut maksimum potansiyel enerji kullanılarak yapılacağı için, enerji kullanımı, çatlak yerinde kütle kaybının olmadığı kabulü ile maksimum potansiyel enerjinin azalması sonucunu doğurur. Bu halde kiriş boyunca enerjinin korunumu aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\int_{z=0}^{L} \left(\left(\Gamma^{PE} - \Gamma^{CE}\right) - \Gamma^{KE}\right) dz = 0 \tag{9}$$

Burada $\Gamma^{PE}$ ve $\Gamma^{KE}$ sırasıyla maksimum potansiyel ve kinetik enerji dağılımlarını ifade eder. Bu enerji dağılımları aşağıdaki gibi formüle edilir:

$$\Gamma^{PE} = \frac{1}{2} EI(z)\left(\frac{d^2W(z)}{dz^2}\right)^2 \qquad (10)$$

$$\Gamma^{KE} = \frac{1}{2}\rho A(z)\omega^2\left(W(z)\right)^2 + \frac{1}{2}\rho I(z)\omega^2\left(\frac{dW(z)}{dz}\right)^2 \qquad (11)$$

Bu denklemlerde $\rho$, $A$, ve $\omega$ sırasıyla kütle yoğunluğu, alan ve açısal frekansı simgeler. (11) nolu denklemin ikinci kısmı belirli bir yüksekliğe sahip kirişlerin eğilme titreşimlerine etki eden dönme ataleti enerjisini tanımlamaktadır. $\kappa_j$ kabul edilebilir mod şekli fonksiyonunun katsayısı olmak üzere (9) nolu eşitliğin katsayılara göre türevi veya (9) nolu eşitlikten elde edilen Rayleigh denkleminin katsayılara göre türevi "0" olmalıdır.

$$\partial\left(\int_{z=0}^{L}\left(\left(\Gamma^{PE} - \Gamma^{CE}\right) - \Gamma^{KE}\right)dz\right) \Big/ \partial\kappa_j = 0 \qquad (12)$$

$\chi_j(z)$ sınır koşullarından türetilen fonksiyon serisi ise mod şekli aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$W(z) = \sum_{j=1}^{m} \kappa_j \chi_j(z) \qquad (13)$$

Tablo 1. Farklı sınır şartları için $\chi_j(z)$ fonksiyonları

| Sınır koşulları | $\chi_j(z)$ |
|---|---|
| Sabit-Sabit | $(z/L)^{j+1}(1-z/L)^2$ |
| Basit-Basit | $(z/L)^{j}(1-z/L)$ |
| Sabit-Serbest | $(z/L)^{2}(1-z/L)^{j-1}$ |
| Sabit-Basit | $(z/L)^{j+1}(1-z/L)$ |

Tablo 1'de farklı sınır koşulları için $\chi_j(z)$ fonksiyonları verilmiştir. Doğal frekanslar, (12) nolu denklem ile oluşturulan fonksiyon serisinin türevinden elde edilen matrisin determinantı "0" a eşitlenerek bulunur. Bu analiz yöntemi, beklenmeyen yüzeylerde oluşan çatlaklar [15] veya çift taraflı çatlaklar [16] gibi farklı çatlak tiplerine göre uyarlanabilir. Daha karmaşık yapıların analizinde frekans haritasını elde etmek için sonlu elemanlar yöntemi kullanılabilir.

## 3. ÇATLAK TESPİTİ

Bu çalışmada kirişteki çatlağın tespiti için kullanışlı ve etkili bir yöntem sunulmaktadır. Bu yöntem girdi olarak deneysel doğal frekans oranlarını ve eldeki veri olarak teorik doğal frekans oranlarını kullanmaktadır. İncelenen her titreşim modu için teorik doğal frekanslar ile tahmin tablosu oluşturulur. Burada frekans tablosu oluşturulurken herhangi bir çatlaklı kiriş titreşim modeli kullanılabilir. Ancak, çözüm yöntemlerinin hızı ve otomasyona uyumu son derece önemlidir.

Daha hassas bir analiz için bu tablodaki $z_c$ çatlak konumuna ve $r_c$ derinlik oranına bağlı olarak belli aralıklarla yerleştirilen doğal frekans oranı verileri interpole edilerek bir doğal frekans haritası haline dönüştürülür. Tek bir çatlağın derinliği ve konumu ile tespiti için 2 titreşim moduna karşılık gelen 2 frekans oranı haritası bazen yeterli olabilir. Ancak çatlağın tek olduğunu kesinleştirmek için 3 titreşim moduna karşılık gelen 3 frekans oranı haritası hazırlanır. Bu haritalar aynı şekil penceresi üzerinde üst üste yerleştirilerek toplam frekans oranı haritası oluşturulur. Ölçülen frekans oranları, haritadaki teorik frekans oranları ile eşleştirilir ve uygun düşen yerlere frekans oranları kontur çizgileri ile işaretlenir. İlk 3 titreşim modunun kontur çizgileri haritada aynı yerde kesiştiyse, bu nokta yardımıyla tek bir çatlağın derinlik oranı ve konumu kabul edilebilir hata limitleri içerisinde belirlenir.

## 4. ÖLÇÜMDE EN HASSAS FREKANS ORANLARININ TESPİTİ

Frekans bölgesinde cevap ve uyarım arasındaki ilişkiyi veren frekans cevap fonksiyonuyla yapının doğal frekansının kolayca tahmin edilebildiği bilinmektedir. Herhangi bir zaman verisi $s(n)$ için frekans cevabı $S(k)$, ayrık Fourier dönüşümü yardımıyla kolayca elde edilmekte olup aşağıdaki şekilde formüle edilir:

$$S(k)=\sum_{n=0}^{N-1} s(n)e^{-2\pi i k\frac{n}{N}} \qquad k=0\ldots N-1 \qquad (14)$$

Burada *N*, *k* ve *n* sırasıyla örnek sayısı, frekans veri indeksi ve zaman veri indeksini simgeler. Ancak ölçülen frekanslar, çözünürlük, sensör duyarlılığı gibi birçok faktörle sınırlandırılmaktadır. Spektrumda, ardışık iki örnek arası mesafe, düşük örnekleme frekansı ve gereğinden çok örnek kullanılarak küçültülebilir. Ancak, Nyquist kriterine göre örnekleme frekansının yarısı, ölçülmesi hedeflenen en büyük frekanstan küçük olamaz. Bu kritere uyulsa bile frekans Nyquist kriteri limitine yaklaştığında duyarlılık azalır. Sonuç olarak, kullanılacak uzun zaman verileri, uygulama için daha fazla hafızaya ve depolama için daha fazla disk kapasitesine ihtiyaç duyacaktır.

Daha kısa zaman verileri ve daha büyük örnekleme frekansı kullanıldığında oluşan ölçüm hatalarını küçültmek için, frekans verilerinin interpolasyonu ile desteklenmiş istatiksel bir yöntemin kullanımı uygundur. Şekil 1'de şematize edilmiş olan Tekrarlı ölçeklenen ağırlıklı frekans zumlaması (TAFZ) prosesi, deneyleri tekrar etmeye gerek duymadan çok kısa uzunlukta veri kullanarak ölçüm hatalarını minimize eder. Yöntemde deneyden elde edilen zaman veri uzunluğu $N$'den $N-X$'e düşürülür. Buna bağlı olarak, $0 \le f < f_s/2$ aralığında oluşturulan deney verisi spektrumu $\delta f = f_s/(2N)$ aralığıyla *N* tane eşit mesafeli örnek içerirken, azaltılmış verinin spektrumu $\delta f = f_s/(2(N-X))$ aralıklı $N-X$ sayıda örnek içerir. Sonuç olarak spektrumda gözlemlenen doğal frekanslara karşılık gelen tepe frekansları, kullanılan değiştirilmiş frekans ölçeğine göre sapmaya uğrar. Buna ek olarak, tüm farklı frekans ölçeklerindeki tepe değerine varış karakterizasyonuda değişebilir. Her ölçek için tepe değerleri, klasik kubik spline interpolasyonu yardımıyla en doğru doğal frekans değerlerine yaklaştırılır.

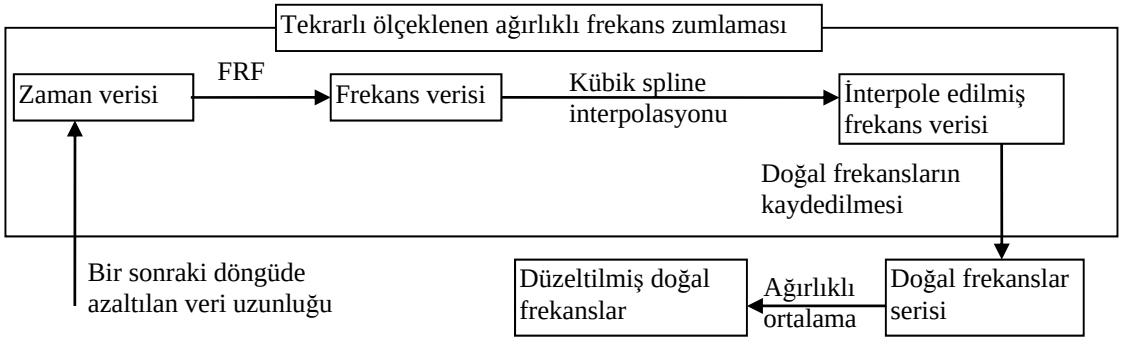
Zumlanmış doğal frekansların belirlenmesinde kullanılan interpolasyon işlemi, farklılıkları azaltmasına rağmen, gerçek doğal frekanslara maksimum yakınsama yeniden ölçeklendirme prosesi yardımıyla sağlanır. Frekans verileri yeniden ölçeklendirilip her ölçek için interpolasyon işlemi uygulandığında farklı frekans ölçeklerinde zumlanmış doğal frekanslar elde edilir. Bu frekansların ağırlıklı ortalaması, düzeltilmiş ölçülen doğal frekanslar olarak alınır. Ağırlıklı ortalama aşağıdaki şekilde formüle edilebilir:

$$f_{TAFZ}=\frac{\sum_{p=1}^{t} f_p c_p}{\sum_{p=1}^{t} c_p} \qquad (15)$$

Burada *t* tekrar sayısı, *p* prosesin tekrar indeksi, ve $f_p$ ilgili tekrardan elde edilen doğal frekanstır. $c_p$ her tekrarda kullanılan veri uzunluğunun bir fonksiyonu olan ağırlık katsayısıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$c_p=\frac{N-X(p-1)}{N} \qquad (16)$$

Azaltılmış örnek sayısı yani Eşitlik (16) nın pay kısmı, yöntemde kullanılan örnek sayısı *N*' nin yarısından daha az olamaz ve en düşük



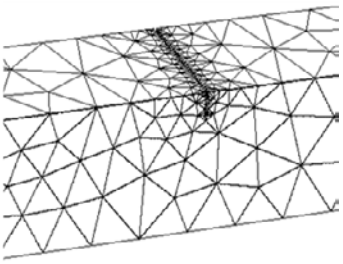

Şekil 1. TAFZ yöntemi algoritması

tepe frekansına karşılık gelen zaman periyodundaki örnek sayısından daha az olamaz. Örnek azaltma adımı, *X*, de en yüksek tepe frekansına karşılık gelen zaman periyodundaki örnek sayısından daha fazla olamaz. Örnek azaltma adımı düştükçe ve tekrar sayısı arttıkça hassasiyet bir noktaya kadar artar. Bu kıstaslar dikkate alınarak parametreler istenen sonuç hassasiyetine göre ve gereksiz zaman harcamayacak şekilde seçilir.

## 5. YÖNTEMLERİN TEST EDİLMESİ

Sunulan yöntemler, düzgün ve değişken kesitli iki farklı kirişe uygulanarak test edilmiştir. Alüminyum alaşımlı kirişlerin yoğunluğu $\rho = 2678kg/m^3$, elastisite modülü $E = 69GPa$ ve Poisson oranı $\nu = 0.3$ alınmıştır. Birinci durumda sonlu eleman paket programı yardımıyla doğrusal değişken kesitli ankastre bir kiriş modellenmiştir. Bu kirişin uzunluğu $L = 0.5m$ iken, genişliği ankastre uçtan serbest uca doğru 2*cm*'den 1*cm*'ye doğrusal olarak azalmakta, yüksekliği ise yine ankastre uçta 2*cm* iken doğrusal azalarak serbest uçta 1.5*cm*'ye düşmektedir. İkinci durumda boyu 0.36*m* kenar uzunlukları 1*cm* olan ankastre bir kiriş modeli üzerinden deneysel veri alınmıştır. Önerilen çatlak tespit yönteminde girdi olarak kullanılacak doğal frekans oranları birinci durumda sonlu eleman paket programı yardımıyla ikinci durumda ise deneysel olarak elde edilmiştir. Her iki durum için de çatlaksız kirişin doğal frekansları referans olarak belirlendikten sonra çatlaklı haldeki frekans düşüş oranları hesaplanmıştır.

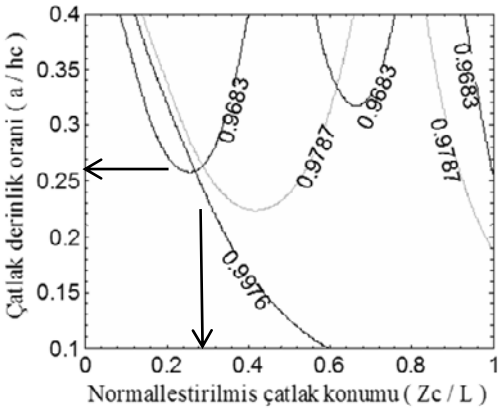
Sonlu eleman programında çatlak, kirişten 0.4*mm* kalınlıkta ince bir hacimsel kesit çıkarılarak oluşturulmuştur. Modelde eleman tipi, 20 nodlu "Solid95", varsayılan eleman boyutu ise 6*mm* alınmıştır. Süreksiz bölgelerdeki eleman boyutunu küçültme ihtiyacı serbest ağ örme prosedürü içinde zeki boyutlandırma özelliği kullanılarak sağlanmıştır. Sonuç olarak programa modal analiz yaptırmak suretiyle doğal frekanslar elde edilmiştir. Çatlaklı bölgedeki sonlu eleman görüntüsü Şekil 2'de görülmektedir. Test için modellenen dört farklı çatlağın yer ve derinlik oranı Tablo 2'de verilmiştir. Elde edilen doğal frekans oranları frekans haritalarına yerleştirildiğinde gözlenen kontur grafikleri Şekil 3-6'da görülmektedir.



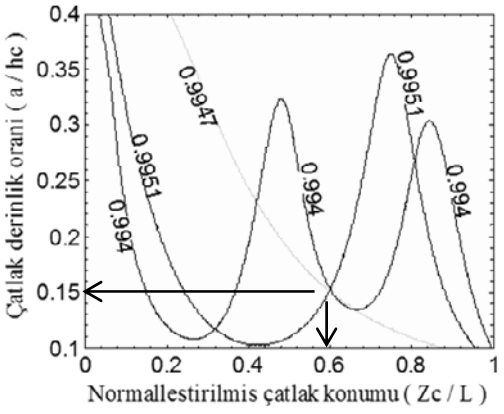
Şekil 2. Sonlu eleman programında çatlak bölgesi görünümü

Tablo 2. Sonlu eleman programında modellenen çatlaklar

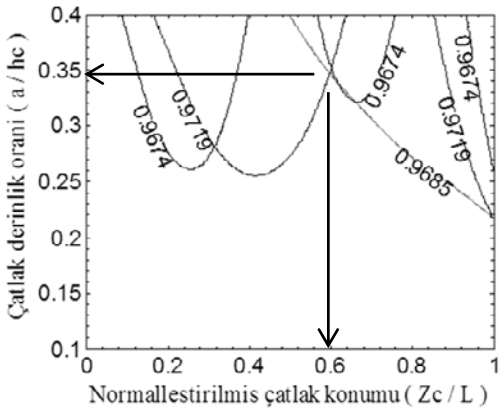
| Çatlak durumu | Derinlik oranı | Yeri |
|---|---|---|
| 1 | 0.25 | 0.3 |
| 2 | 0.15 | 0.6 |
| 3 | 0.35 | 0.6 |
| 4 | 0.20 | 0.9 |



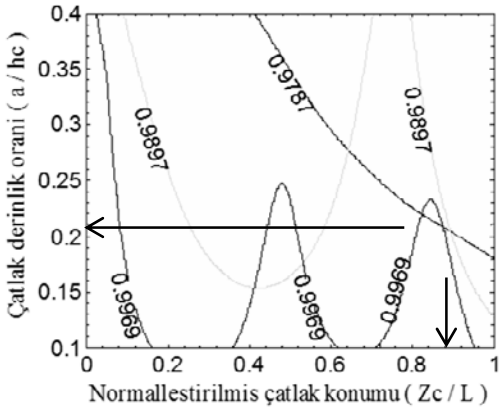

Şekil 3. Sonlu eleman analizi birinci durum doğal frekans oranları kontur grafikleri: Birinci mod 0.9976, ikinci mod 0.9787, üçüncü mod 0.9683




Şekil 4. Sonlu eleman analizi ikinci durum doğal frekans oranları kontur grafikleri: Birinci mod 0.9947, ikinci mod 0.9951, üçüncü mod 0.994




Şekil 5. Sonlu eleman analizi üçüncü durum doğal frekans oranları kontur grafikleri: Birinci mod 0.9685, ikinci mod 0.9719, üçüncü mod 0.9674

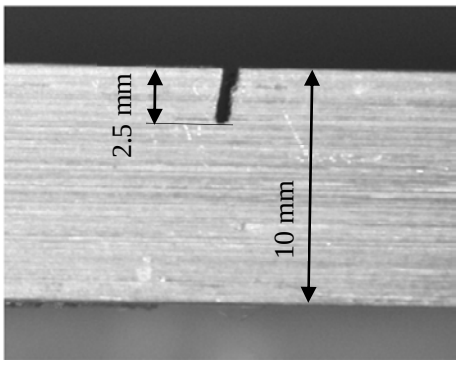



Şekil 6. Sonlu eleman analizi dördüncü durum doğal frekans oranları kontur grafikleri: Birinci mod 0.9787, ikinci mod 0.9897, üçüncü mod 0.9969

Şekiller incelendiğinde, doğal frekans oranları kontur çizgileriyle çatlak yeri ve derinliğinin yaklaşık olarak tespit edilebildiği görülmektedir. Sonlu eleman analizindeki nümerik hatalara ve teorik modelde ihmal edilen etkisi küçük parametrelere bağlı olarak kontur çizgilerinde özellikle küçük frekans düşüşlerinde küçük sapmaların meydana gelmesi çatlağın tespitini engellememektedir.

İkinci kiriş modelinde, sunulan her iki yöntem de deneysel olarak test edilmiştir. Deneyde, kirişin kuvvet çekici ile anlık uyarılmasıyla elde edilen serbest titreşim verileri $0.8g$ ağırlığındaki minyatür ivmemetre yardımıyla toplanmıştır. Verilerin örnekleme frekansı $6000Hz$, veri uzunluğu 30000 örnektir. Deney kirişi çatlaksız haldeyken referans olarak kullanılacak veriler toplandıktan sonra serbest ucundan $0.27m$ uzağa kıl testere yardımıyla 0.25 derinlik oranında çatlak modellenmiştir.

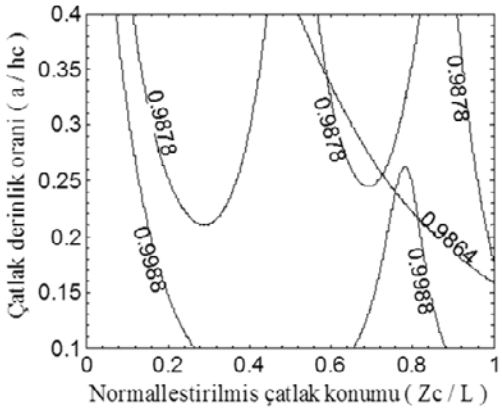
Çatlağın fotoğrafı Şekil 7'de görülmektedir. Ölçüm hatalarını minimize etmek için çatlaklı ve çatlaksız durumlarda 5 farklı veri alınarak ortalama doğal frekanslar girdi olarak kullanılmıştır. 30000 örnekli verilerle elde edilen frekans oranları kontur grafiği Şekil 8'de görülmektedir. Çatlak ancak belki kabul edilebilir bir sapmayla tespit edilebilmiştir. Bu küçük sapma az da olsa lineer olmayan titreşimler içeren deney şartlarının teorik modelde ihmal edilmesinden kaynaklanmaktadır.



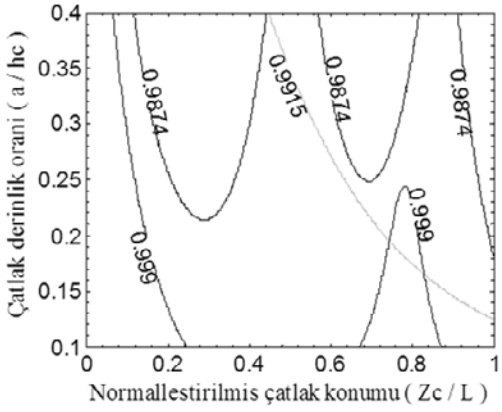

Şekil 7. Deney kirişinin çatlak bölgesi fotoğrafı

Verinin ilk 12000 örneği alındığında spektrumdaki frekans örnek aralığı arttığından çözünürlük azalmakta ve Şekil 9'da gösterildiği gibi doğal frekans oran ortalamaları ile çizilen kontur çizgileri birbirinden uzaklaşmaktadır. Burada özellikle düşük doğal frekans tepeleri için çözünürlüğün yetersiz kaldığı anlaşılmaktadır. Diğer taraftan spline interpolasyon yöntemiyle 30000 örnekli veriden elde edilen spektrumdaki örnek sayısı 20 kat arttırıldığında ortaya çıkan ortalama frekans oranlarının kontur çizgileri Şekil 10'da görülmektedir. Sonuçların bir miktar düzeltildiği, ancak 20 katlık veri uzunluğu artışına rağmen en iyi sonuca ulaşılamadığı gözlenmektedir. Bunun temel nedeni spektrumda yüksek frekanslara doğru duyarlılığın azalması ve tepe frekanslarında modülasyonların meydana gelmesidir. Bu modülasyonlar interpolasyon yöntemiyle düzeltilememektedir.

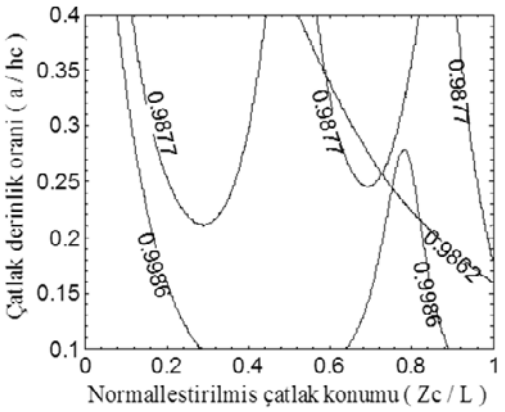
Bu çalışmada sunulan TAFZ yöntemi desteğiyle çok daha kısa veri kullanılarak en iyi grafiği elde etmek mümkündür. Yöntemin 1500 örnekli veriye uygulanması sonucu elde edilen doğal frekans oranlarıyla çizdirilen kontur grafikleri Şekil 11'de görülmektedir. Veri uzunluğu 20 kat azaltılmış olmasına rağmen TAFZ desteğiyle elde edilen sonuçların oldukça tatmin edici olduğu gözlenmektedir. Yöntem uygulanırken önceki bölümde bahsedilen kıstaslar göz önünde tutularak tekrar sayısı 33, her tekrardaki veri uzunluğunu azaltma miktarı 6 örnek olarak belirlenmiştir.



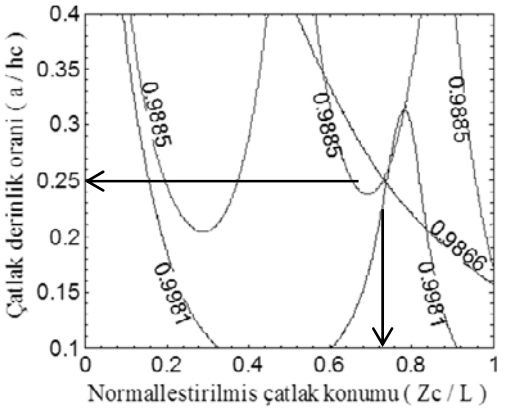

Şekil 8. 30000 örnekli deney verisi doğal frekans oranları kontur grafikleri: Birinci mod 0.9864, ikinci mod 0.9988, üçüncü mod 0.9878




Şekil 9. 12000 örnekli deney verisi doğal frekans oranları kontur grafikleri: Birinci mod 0.9915, ikinci mod 0.999, üçüncü mod 0.9874




Şekil 10. İnterpole edilmiş deney verisi doğal frekans oranları kontur grafikleri: Birinci mod 0.9862, ikinci mod 0.9986, üçüncü mod 0.9877




Şekil 11. 1500 örnekli deney verisi TAFZ yöntemiyle bulunan doğal frekans oranları kontur grafikleri: Birinci mod 0.9866, ikinci mod 0.9981, üçüncü mod 0.9885

## 6. ÖZET VE SONUÇLAR

Bu çalışmada doğal frekans oran konturları bir çatlak tespit yöntemi olarak önerilmektedir. Yöntemin başarısı düzgün ve değişken kesitli kirişlerde oluşturulan bir çatlağın yeri ve derinliğinin belirlenmesi ile test edilmiştir. Sonlu eleman programıyla modellenen değişken kesitli ankastre kiriş 4 farklı çatlak durumuna göre incelenmiş ve nümerik hatalardan kaynaklanan hassasiyet eksikliğine rağmen çatlak bölgesi ve derinliği yaklaşık olarak tespit edilebilmiştir. Düzgün kesitli deney kirişi üzerinde oluşturulan bir çatlak da verilerden elde edilen doğal frekans oranlarının kontur grafiklerinin çizilmesiyle kolaylıkla elde edilmiştir.

İkinci olarak önerilen TAFZ yöntemiyle çok daha kısa veri kullanılarak elde edilen düzeltilmiş doğal frekans oranları kontur grafiklerinin de oldukça iyi sonuçlar verdiği

görülmüştür. Böylelikle hem kontur grafiğinde kullanılacak doğal frekans oranlarının hatası azaltılmış hem de veri uzunluğu çok daha kısaltılarak işlem zamanı, hafıza ve kapasite kaybı en aza indirilmeye çalışılmıştır. Yöntem özellikle spektrumda düşük duyarlılıkta gözlenen yüksek doğal frekansların ve oransal olarak çok daha az çözünürlükte incelenen düşük doğal frekansların belirlenmesinde oldukça faydalıdır.

Bu çalışmada önerilen yöntemler çatlak tespitinde otomasyona oldukça uyumludur. Yöntemlerin birlikte kullanılmasıyla oluşturulan sistem ile en iyi sonuçları elde etmek mümkündür. Bunun için, çoğu durumda teorik doğal frekanslarla ölçülen doğal frekanslar arasında farklılıklar olması nedeniyle çatlaksız kiriş verisinin referans olarak kullanılmak üzere önceden toplanmış olması gerekir. Bu hata tespit sisteminin seri üretim parçaların kontrolünde kullanılması ideal olur. Sonuç olarak oluşturulan sistemin hızlı, ucuz, kararlı ve insan müdahalesine ihtiyaç duymayan bir yapıda olduğu söylenebilir.

## 7. KAYNAKLAR

[1] Dimarogonas AD., "Vibration of cracked structures: a state of the art review", *Engineering Fracture Mechanics*, 55(5), s.831-857, 1996.

[2] Doebling S.W., Farrar C.R., Prime M.B., "A summary review of vibration-based damage identification methods", *Shock and Vibration Digest*, 30(2), s.91-105, 1998.

[3] Salawu O.S., "Detection of structural damage through change in frequency: a review", *Engineering structures*, 19(9), s.718-723, 1998.

[4] Liang R.Y., Choy F.K., Hu J., "Detection of cracks in beam structures using measurements of natural frequencies", *Journal of the Franklin Institute*, 328(4), s.505-518, 1991.

[5] Nandwana B.P., Maiti S.K., "Detection of the location and size of a crack in stepped cantilever beams based on measurements of natural frequencies", *Journal of Sound and Vibration*, 203(3), s.435-446, 1997.

[6] Chinchalkar S., "Determination of crack location in beams using natural frequencies", *Journal of Sound and Vibration*, 247(3), s.417-429, 2001.

[7] Chen X.F., He Z.J., Xiang J.W., "Experiments on crack identification in cantilever beams", *Society for Experimental Mechanics*, 45(3), s.295-300, 2005.

[8] Owolabi G.M., Swamidas A.S.J., Seshadri R., "Crack detection in beams using changes in frequencies and amplitudes of frequency response functions", *Journal of Sound and Vibration*, 265, s.1-22, 2003.

[9] Dado M.H., "A comprehensive crack identification algorithm for beam under different end conditions", *Applied Mechanics*, 51(4), s.381-398, 1997.

[10] Borkowski J., Mroczka J., "LIDFT method with classic data windows and zero padding in multifrequency signal analysis", *Measurement*, 43, s.1595–1602, 2010.

[11] Mazanoglu K., Sabuncu M., "A frequency based algorithm for identification of single and double cracked beams via a statistical approach used in experiment", *Mechanical Systems and Signal Processing*, 30, s.168–185, 2012.

[12] Tada H., Paris P.C., Irwin G.R., *The Stress Analysis of Cracks Handbook*, Del Research Corporation, Hellertown Pennsylvania, 1973.

[13] Sih G.C., *Some basic problems in fracture mechanics and new concepts*, Engineering Fracture Mechanics, 5, s.365-377, 1963.

[14] Mazanoglu K., Yesilyurt I., Sabuncu M., "Vibration analysis of multiple cracked non-uniform beams", *Journal of Sound and Vibration*, 320(4,5), s.977-989, 2009.

[15] Mazanoglu K., Sabuncu M., "Vibration analysis of non-uniform beams having multiple edge cracks along the beam's height", *International Journal of Mechanical Sciences*, 52(3), s.515-522, 2010.

[16] Mazanoglu K., Sabuncu M., "Flexural vibration of non-uniform beams having double edge breathing cracks", *Journal of Sound and Vibration*, 329(20), s.4181-4191, 2010.

# BİR FABRİKA BACASININ RÜZGAR YÜKLERİNE KARŞI GÜÇLENDİRİLMESİ

Kenan Y. ŞANLITÜRK

İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 34437, İSTANBUL

sanliturk@itu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışma, bir çimento fabrikasında fırtına nedeni ile yıkılma tehlikesi geçiren 55 metre yüksekliğindeki bir Farin Elektrofiltre Bacasının güçlendirilmesine yönelik yapılan çalışmaları özetlemektedir. Gözlemler ve yapılan ön çalışmalar, mevcut bacanın rüzgar kaynaklı, rüzgara dik yönde ve kendi kendini besleyen yüksek genlikli titreşimlere maruz kaldığını göstermiştir. Bacanın güçlendirilmesi kapsamında yapılan çalışmalar bu problemi ortadan kaldırmayı amaçlamıştır. Bacaya uygulanan rüzgar yükleri belirlenmiş, bacanın statik ve dinamik davranışını belirlemek için bir sonlu elemanlar modeli ortaya konmuş ve bu model bacanın güçlendirilmesi amacına yönelik olarak geliştirilerek değişik analizlerde kullanılmıştır. Bacanın rüzgar tahrikleri nedeni ile yıkılma olasılığını ortadan kaldırmak için uygulanabilir ve ekonomik yöntemler irdelenmiş ve bu kapsamda: i) Bacanın uygun bir yükseklikten çelik halatlarla zemine bağlanmasına, ii) Bacada yırtılmaların oluştuğu bölgelerin çelik kafes sistemi ile korunmasına ve iii) Bacanın rezonans geniklerinin kontrol edilmesi için bacaya yeterli sönümün kazandırılmasına, karar verilmiştir. Bu amaca yönelik olarak sayısal modeller geliştirilmiş, analizler yapılmış ve konsept tasarımlar ortaya konmuştur. Bu tasarımlar, fabrika yönetiminin koordinasyonu ile bacaya uygulanmış ve bacanın maruz kaldığı tehlikeli durum ortadan kaldırılmıştır. Bacaya önerilen güçlendirme uygulaması sonrasında baca üzerinde yeni titreşim ölçümleri yapılmış, sisteme kazandırılan ilave direngenliğin tahminlerle uyumlu olduğu gözlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Rüzgar yükleri, titreşim, rezonans, yapısal güçlendirme, sönüm.

# REINFORCEMENT OF A FACTORY CHIMNEY AGAINST WIND LOADS

## ABSTRACT

This paper summarises the work done towards the reinforcement of a 55 meter tall cement factory chimney which experienced a danger of collapse due to storm. Preliminary studies and observations suggested that the chimney was subjected to self-excited high amplitude vibrations in a direction perpendicular to the wind direction. The wind forces are estimated, a Finite Element model is built for the prediction of the static and dynamic behaviour of the chimney and this model is developed further and used in various analyses for the purpose of the reinforcement of the chimney. In order to eliminate the problem, applicable and economical alternatives of the reinforcement methods are considered and it is decided that i) the chimney is to be strengthen by using cables attached between the chimney at certain height and the ground, ii) those part of the chimney where extensive damage occurred should be reinforced by using steel cage system, and iii) sufficient level of damping should be provided to the chimney in order to control the resonance response levels. The reinforcement of the chimney is designed using the models developed and the design is implemented under the coordination of the factory management. Vibrations measurements are also made after the reinforcement process and it is verified that additional stiffness provided to the chimney is in good agreement with predictions.

**Keywords:** Wind excitation, vibration, resonance, structural reinforcement, damping.

## 1. GİRİŞ

Niğde'de faaliyet gösteren bir Çimento Fabrikasının fırın Elektrofiltre Bacası 2009 bahar aylarında oluşan fırtınalarda aşırı gerilmelere maruz kalmış, bunun sonucunda yırtılmalar oluşmuş ve baca ciddi yıkılma tehlikesi geçirmiştir. Şekil 1'de bacada oluşan yırtılma bölgeleri ve bacanın yıkılmasını önlemek için bacaya kaynak yapılarak ilave edilen çelik profiller gözükmektedir. Yapılan inceleme sonucunda, Elektrofiltre Bacasının yıkılma tehlikesi taşıdığı ve acil olarak bacanın güçlendirilmesi gerektiğine karar verilmiştir.



Şekil 1. Baca, bacada oluşan yırtılma bölgeleri ve alınan geçici önlemler.

Bu makalede, ilk önce bacaya uygulanan rüzgar yükleri tahmin edilmiştir. Bu veriler doğrultusunda bacanın direngenliğinin arttırılması için bacanın sayısal bir modeli kurulmuş, bacanın uygun bir yükseklikten çelik halatlarla zemine bağlanması durumu analiz edilmiş ve konsept tasarm detayları ortaya konmuştur. Bacanın direngenliğinin arttırılması için önerilen diğer bir önlem de bacada yırtılmaların oluştuğu bölgelerin güçlendirilmesine yöneliktir. Bunun için bacanın mevcut beton zeminden itibaren 10.5 metre yüksekliğe kadar olan kısmının çelik kafes sistemi içine alınması modellenmiş ve bir konsept tasarım sunulmuştur. Bacanın uzun dönem sorunsuz görevini yerine getirmesi için rüzgar yükleri altında oluşacak rezonans genliklerinin de düşürülmesi hedeflenmiştir. Bunun için bacanın sönüm ihtiyacı belirlenmiş, gerekli analizler yapılmış ve ihtiyaç duyulan tasarım parametreleri belirlenmiştir. Bacanın güçlendirilmesi için ortaya konan tasarımlar fabrika yönetiminin koordinasyonu ile bacaya uygulanmış ve bacanın maruz kaldığı tehlikeli durum ortadan kaldırılmıştır.

## 2. BACAYA UYGULANAN RÜZGAR YÜKLERİNİN BELİRLENMESİ

Bacaya uygulanan birincil derecede önemli olan yük, bacaya rüzgar nedeni ile uygulanan yüktür. Belirtildiği gibi bacanın yıkılma tehlikesi de bu yükler sebebi ile oluşmuştur. Bu nedenle, Elektrofiltre bacasının güvenilir bir şekilde güçlendirilmesi için bacaya gelen yüklerin mümkün olduğu kadar hassas bir şekilde belirlenmesi gerekir. Yapılara rüzgar etkisi ile uygulanan yüklerin detaylı bir şekilde hesaplanması oldukça zordur. Bu nedenle rüzgar yüklerinin hesaplanmasında deneysel verilere dayanan yaklaşımlar sıkça kullanılmaktadır ve bu yaklaşım, tasarım ve analizlerde kullanılmak üzere ortaya konan standarlardlar için de geçerlidir. Binalara uygulanan rüzgar yüklerinin hesaplanması için TS498 [1] standardında belirtilen basit yaklaşımlar mevcut olmakla birlikte, referans [1] de sunulan metod fabrika bacaları için geçerli değildir. Rüzgar yüklerinin hesaplanmasında daha geniş kapsamlı uluslararası standardlar da mevcuttur ve bu standardlar arasında da bazı farklılıklar tesbit edilmiştir [2]. Bu çalışmada Avrupa standardı: Eurocode 1 1991 [3] referans alınmıştır.

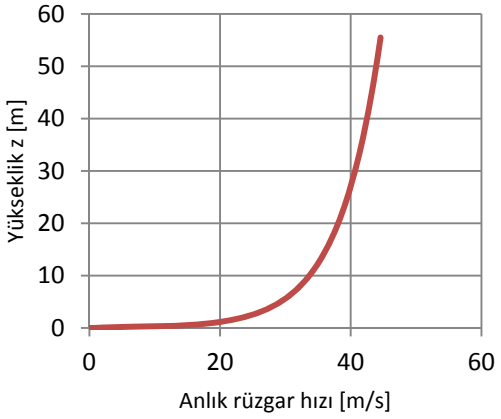
Eurocode 1991'e göre rüzgar yükleri, 50 yılda bir defa meydana gelme ihtimali olan, 10 metre yükseklikte ve 10 dakika ortalaması alınmış en yüksek rüzgar hız değerleri kullanılarak hesap edilmektedir. Bununla birlikte anlık maksimum rüzgar hızını hesaplamak da mümkündür ve anlık maksimum rüzgar hızı da hesaplamalarda kullanılabilir. Niğde için, Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü'nden elde edilen ve tekrarlama periyoduna göre Niğde de görülen anlık rüzgar hızları Tablo 1'de listelenmiştir. Bu çalışmada, belirtilen standard gereği, yerden 10 metre yükseklikte 50 yılda bir görülme ihtimali olan maksimum anlık rüzgar hızı kullanılacaktır. Bu değer Niğde için 33.7 m/sn dir.

Eurocode [3], anlık rüzgar hızının yüksekliğe bağlı olarak nasıl hesaplanması gerektiğini açıklamaktadır. Önerildiği şekilde anlık rüzgar hızı baca boyunca (z ekseni doğrultusunda) hesaplanmış ve Şekil 2'de

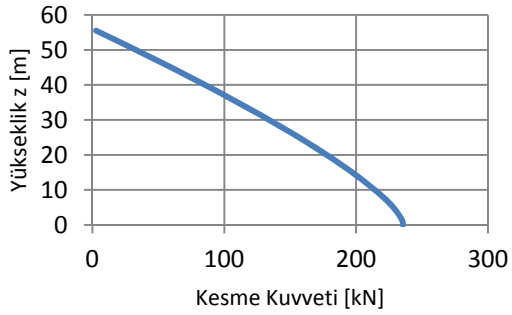
verilmiştir. Anlık rüzgar hızı, Reynolds sayısı ve diğer yapısal faktörler kullanılarak, detayları referans [3]'de açıklanan yöntemle hesaplanmıştır. Ayrıca, bacaya uygulanan rüzgar kuvveti yüksekliğin fonksiyonu olarak hesaplanmış, bu veri kullanılarak bacaya uygulanan kesme kuvveti ve moment elde edilmiş, sırasıyla Şekil 3 ve Şekil 4'de sunulmuştur.

Tablo 1. Niğde için tekrarlama periyoduna göre anlık rüzgar hızları (10 metre yükseklikteki hız)

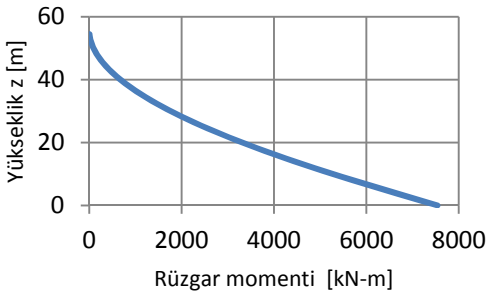
| **Tekrarlama periyodu (Yıl)** | **Maksimum anlık rüzgar hızı (m/sn)** |
|---|---|
| 2 | 23.8 |
| 5 | 27.0 |
| 10 | 29.6 |
| 20 | 31.6 |
| ***50*** | ***33.7*** |
| 100 | 36.1 |




Şekil 2. Baca yüksekliğine bağlı anlık maksimum rüzgar hızı




Şekil 3. Baca yüksekliğine bağlı olarak kesit alanında oluşan kesme kuvveti




Şekil 4. Baca yüksekliğine bağlı olarak kesit alanında oluşan moment

## 2.1. Amaç ve Kapsam

Yukarıda açıklanan rüzgar yükleri sonucu bacaya etkiyen statik gerilmeler hesaplanmıştır. Burada bacanın kendi ağırlığı nedeni ile oluşan gerilmeler ile rüzgar yükleri nedeni ile oluşan kesme ve moment gerilmeleri dikkate alınmıştır.

Tablo 2. Rüzgar yükleri ve bacanın ağırlığı nedeni ile oluşan en yüksek gerilmeler

| **Gerilme kaynağı** | **Gerilme** |
|---|---|
| Bacanın ağırlığı,<br>Rüzgar yükleri, kesme gerilmesi<br>Rüzgar yükleri, eğilme momenti | $\sigma_w$= 4.1 N/mm$^2$<br>$\sigma_c$= 2.5 N/mm$^2$<br>$\sigma_m$=98.1 N/mm$^2$ |

Baca konsrüksiyonunda kullanılan malzeme St 37-2 olup bu malzemenin akma gerilmesi 235 N/mm$^2$ 'dir. Tablo 2 de verilen gerilmeler bacada kullanılan malzemenin akma gerilmesinden düşük gözükmesine rağmen bacanın mevcut durumu aşağıda özetlenen nedenlerden dolayı kritiktir: (Bacada yırtılmalar oluştuğu ve yıkılma tehlikesi geçirdiği için bacanın kritik olduğu zaten bilinmektedir. Buradaki amaç bacanın hangi oranda güçlendirilmesi gerektiğinin ortaya konmasıdır)

i) Kullanılan modelde baca ideal bir silindir olarak kabul edilmiştir. Gerçekte ise, bacada kapaklar ve diğer sistemlere bağlantılar mevcuttur. Bu durum, gerilme konsantrasyonu yaratan unsurlar içermektedir.
ii) Rüzgar nedeni ile oluşan gerilmeler statik değil dinamik gerilmeler yaratmaktadır.
iii) Baca malzemesinde olabilecek çok küçük çatlaklar yapının daha düşük dinamik gerilmeler altında yorulmasına neden olabilir, yırtılmalara yol açabilir.
iv) Niğde elektro filtre bacası, şu ana kadar açıklanan rüzgar yüklerine ilave olarak,

girdaplar nedeni ile rüzgar yönüne dik yönde zorlanmış titreşimlere de maruz kalmaktadır. Eurocode 1 [3]'de de belirtildiği gibi, girdap oluşma frekansının yapının doğal fekansı ile çakıştığı durumda bu titreşimler oluşmaktadır. Referans [3], girdap kaynaklı tahriklerin oluşmaması için ya aşağıdaki şartın sağlanmasını

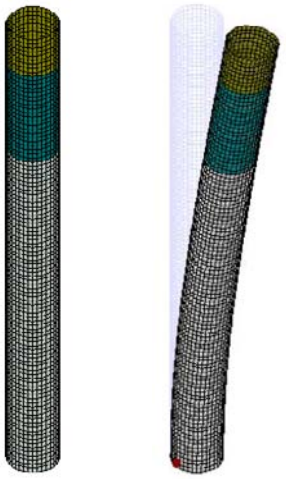
$$V_{krit} > 1.25\ V_m \quad (1)$$

veya yapıya yeterli sönümün kazandırılmasını önermektedir. Yukarıdaki denklemdeki $V_{krit}$ :

$$V_{krit} = \frac{D\ \omega_n}{St} \quad (2)$$

Bu denklemlerde, $V_m$ 10 dakika ortalaması alınmış rüzgar hızını (33.7 m/s), D bacanın çapını (3 m), $\omega_n$ bacanın ilk eğilme doğal frekansını (1.09 Hz) ve *St Strouhal sayısını* ifade etmektedir. Daire şeklinde olan kesitler için St=0.18 olarak verilmektedir. Bu veriler, Niğde elektrofiltre bacasınn girdap tahriklerine de maruz kaldığını doğrulamaktadır. Bacada oluşan yırtılmaların tam olarak hakim rüzgar tarafında olmaması da bu tür titreşimlerin varlığının başka bir göstergesidir. (Niğde de hakim rüzgarlar güney-kuzey doğrultusundadır. Oysa bacadaki yırtılmaların güney-doğu ve güney-batı yönlerinde başladığı anlaşılmıştır).

Buraya kadar sunulan bütün veriler ve Niğde de yapılan gözlemler, mevcut Niğde elektrofiltre bacasının bölgede oluşma ihtimali olan rüzgarlara karşı tehlikede olduğunu, toplam gerilmelerin kritik noktalarda malzemenin akma gerilmesine yakın olabileceğini göstermektedir. Mevcut sonuçlar dikkate alındığında, bacanın hiç bir koşulda girdap tahrikli titreşimlere maruz kalmamasını sağlamanın pratik/ekonomik olmadığı, yapının hem direngenliğinin arttırılması hem de olası rezonans titreşimlerine karşı korunması gerektiği anlaşılmaktadır. Bu bağlamda yapının direngenliğinin *en az İKİ kat* arttırılmasına ve rezonans genliklerinin etkin bir şekilde kontrol edilmesi için yapıya yeterli sönüm eklenmesine karar verilmiştir. Denklem (2) den de anlaşılacağı gibi, bacanın doğal frekansını arttırmak bacanın girdap tahriklerine direncini artıran bir unsurdur. Sönümü artırmak ise rüzgar kaynaklı dinamik tahrikler nedeni ile meydana gelen titreşim seviyelerini düşürecektir. Bacanın güçlendirilmesi kapsamında: i) Bacanın uygun bir yükseklikten çelik halatlarla zemine bağlanması, ii) Bacada yırtılmaların oluştuğu bölgelerin çelik kafes sistemi ile korunması, ve iii) Bacanın rezonans geniklerinin kontrol edilmesi için bacaya gereken sönümün kazandırılması, amaçlanmıştır.



Şekil 5. Baca modeli ve ilk eğilme modu

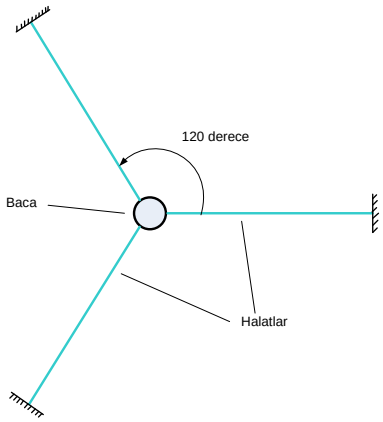
## 3. BACANIN DİRENGENLİĞİNİN ARTTIRILMASI

Bacanın direngenliğinin arttırılması çalışmalarına hizmet edecek bir sonlu elemanlar modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen sonlu elemanlar modeli Şekil 5'de görülmektedir. Bu modelde baca simetrik kabul edilmiş olup, modele fan bağlantısı ve diğer detaylar dahil edilmemiştir. Sonlu elemanlar modelinde bacanın silindir şeklindeki yapısının direngenliği ve kütlesine ilave olarak, platformlar, flanş ve bayraklar, bacada kullanılan ilave malzemeler modele kütle olarak dahil edilmiş ve elde edilen model kullanılarak sistemin doğal frekansları hesaplanmıştır. Tablo 3'den de görülebileceği, gibi sistemin ilk doğal frekansı, deneysel olarak belirlendiği gibi, düzeltilmiş sayısal model kullanılarak da 1.09 Hz olarak hesaplanmıştır.

Raporun bundan sonraki bölümlerinde bacanın halatlarla ve kafes sistemi ile güçlendirilmesi ve bacaya ilave sönüm sağlanması ile ilgili gerekli modelleme ve analiz çalışmaları sunulmuş, tasarım parametreleri ortaya konmuştur.

Tablo 3. Bacanın ilk eğilme modlarına karşılık gelen doğal frekansları

| | Deneysel | Sayısal: ilk model | Sayısal: Düzeltilen model |
|---|---|---|---|
| $\omega_1$ [Hz] | 1.09 | 1.21 | 1.09 |
| $\omega_2$ [Hz] | 1.16 | 1.21 | 1.09 |




Şekil 6. Bacanın 3 adet halat ile simetrik olarak yere bağlanması (Üstten görünüş).

### 3.1. Bacanın Halatlarla Güçlendirilmesi

Bacanın yaklaşık 38 metre yüksekliğinden Şekil 6'da şematik olarak gösterildiği gibi 3 adet halat ile simetrik bir şekilde yere bağlanmasına karar verilmiştir. Seçilecek halatın direngenliğinin bacanın yatay direngenliği ile uyumlu olması ve bu sayede halatların rüzgar yükünün önemli bir kısmını taşıması amaçlanmıştır. Halatların direngenlikleri halatlara uygulanan önyüke bağlı olduğu için, halatlara uygulanması gereken önyük analizlerle belirlenmiş, detayları burada verilmeyen sonuçlara dayanarak anma çapı 28 mm olan halatlar seçilmiştir.

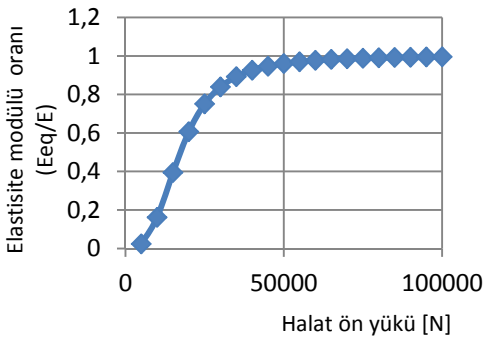
Bilindiği gibi halatların direngenliği (yay katsayısı) kendi ağırlıkları nedeni ile önyüke bağlı olarak değişmektedir. Bu değişim, halat malzemesinin eşdeğer elastisite modulünün halata uygulanan önyükün fonksiyonu olarak hesaplanması şeklinde modellenebilmektedir:

$$E_{eq} = \frac{E}{1 + \dfrac{(wL')^2 AE}{12T^3}} \qquad (3)$$

Bu denklemde, $E_{eq}$ halat için eşdeğer elastisite modulünü, $E$ halat malzemesinin elastisite modulünü, $w$ halatın birim uzunluk için ağırlığını, $L'$ halatın yatay izdüşüm uzunluğunu, A halatın metal kesit alanını, $T$ ise halata uygulanan önyükü temsil etmektedir. $L$ uzunluğundaki bir halatın eşdeğer direngenliği $k_h$ ise

$$k_h = \frac{E_{eq} A}{L} \qquad (4)$$

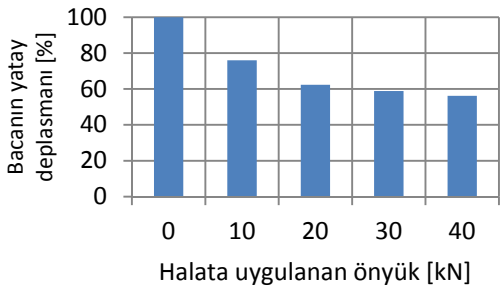
denkleminden hesaplanabilir. Bu yaklaşım kullanılarak, bir halatın eşdeğer elastisite modulü verilen bir önyük ($T$) için denklem (3) kullanılarak hesaplanabilir. Lif özlü 28 mm halat anma çapına sahip bir halat için gerekli hesaplar yapılmış ve elastisite modülü oranı ($E_{eq}/E$) Şekil 7'de verilmiştir. Görüldüğü gibi düşük önyük seviyelerinde halat kendi ekseni boyunca oldukça esnek davranabilmektedir. Halata uygulanan önyük arttıkça halatın eşdeğer elatisite modülü halat malzemesinin elatisite modülü değerine yaklaşmaktadır.



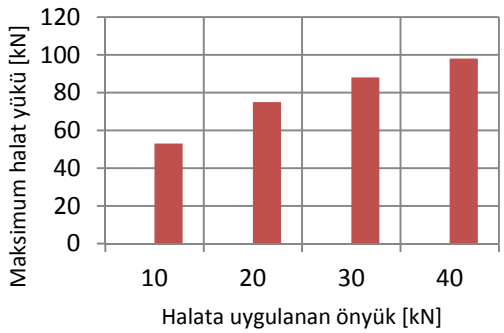

Şekil 7. Lif özlü 28 mm anma çapına sahip halatın önyüke bağlı elastisite modülü oranı.

Geliştirilen sonlu elemanlar modeline halatlar dahil edilmiş ve daha önceden belirlenen rüzgar yükleri uygulanmıştır. Halatların direngenlikleri halata uygulanan önyüke ve de bacanın deplasmanlarına bağlı olduğu için tekrarlı (iteratif) bir çözüm yöntemi gerekmiştir. Bacanın 38 metre yüksekliğindeki yatay deplasmanlar, halatlara uygulanan önyüke bağlı olarak Şekil 8'de sunulmuştur. Rüzgar yükü nedeni ile kritik halatın taşıyacağı maksimum yük ise, halata uygulanan önyüke bağlı olarak Şekil 9'da verilmiştir. Bacanın halatlarla bağlanması durumunda bacanın doğal frekansları artmaktadır ve Şekil 10'da görüldüğ gibi artış miktarı halatlara uygulanan önyüke bağlıdır. Bacaya hiçbir güçlendirme yapılmadan önce 1.09 Hz olan bacanın ilk doğal frekansı, her bir halata 25 kN önyük uygulanması

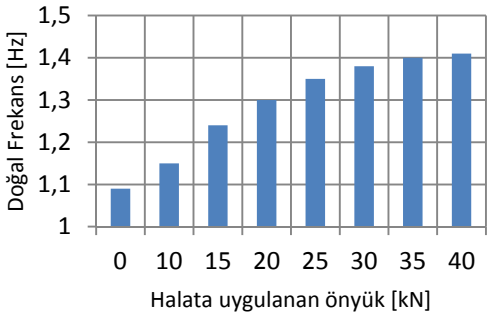
durumunda 1.35 Hz değerine ulaşmaktadır (%24 artış). (Not: Detayları burada verilmemekle birlikte ortam sıcaklığının değişmesinin halat önyükünü nasıl etkileyeceği de analizlerde dikkate alınmıştır.)




Şekil 8. Herbir halata uygulanan önyüke bağlı olarak bacada oluşacak yatay deplasman.




Şekil 9. Halatlara uygulanan önyüke bağlı olarak kritik halatda oluşan maksimum yük.




Şekil 10. Halatlara uygulanan önyüke bağlı olarak bacanın ilk eğilme moduna karşılık gelen doğal frekansı.

Bacanın halatlarla güçlendirilmesi için yapılan modelleme ve analizler sonucunda aşağıda özetlenen sonuçlara ulaşılmıştır.

a) Baca, halat anma çapı 28 mm olan 3 adet halat ile simetrik bir şekilde 38 metre yükseklikten bağlanacak, halatların zemin ile yapacağı açı 45 derece olacaktır.

b) Sıcaklık değişimleri de dikkate alındığında sıfır derecede her bir halata 26 kN önyük uygulanacaktır. Sıfır derece ortam sıcaklığı referans kabul edilerek, her bir derece sıcaklık artışı için halat önyükü 360 N düşürülecek veya her bir derece sıcaklık düşüşü için halat önyükü 360 N arttırılacaktır. Eksi 25 derece sıcaklık ortamında her bir halatdaki önyük miktarı yaklaşık olarak 35 kN olacaktır.

c) En olumsuz koşulda - fırtınanın ortam sıcaklığının en düşük olduğu zaman oluşması durumu - kritik halatda oluşacak toplam çekme kuvvetinin 90 kN civarında olması beklenmektedir.

### 3.2 Bacanın Çelik Kafes Sistemi ile Güçlendirilmesi

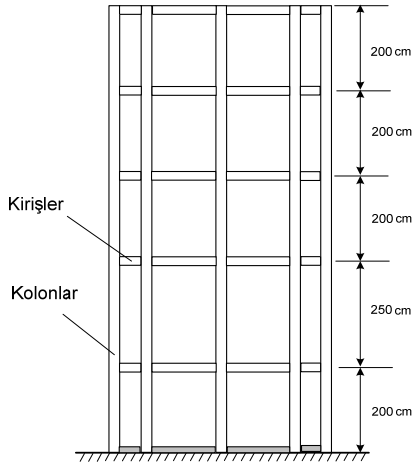
Bacanın yerden itibaren ilk 10.5 metre yüksekliğe kadar olan kısmı fırtına nedeniyle ciddi hasar görmüştü. Bu nedenle bir önceki bölümde açıklanan halat uygulamasına ek olarak, bacanın betonarme zeminden itibaren ilk 10.5 metre yüksekliğe kadar olan kısmının çelik kafes sistemi ile desteklenmesine karar verilmiştir. Çelik kafes uygulamasının, bacanın sadece 10.5 metrelik kısmında değil, diğer bölgelerdeki gerilmelerde de bir miktar düşüş sağlaması beklenmektedir. Önerilen konsept tasarım Şekil 11'de görülmektedir. Daha önce geliştirilen baca-halat modeli, çelik kafes sistemini de içerecek şekilde yeniden düzenlenmiştir ve elde edilen sonlu elemanlar modeli de Şekil 12'de görülmektedir.

Çelik kafes sisteminin birincil amacı, bacanın ilk 10.5 metrelik kısmına gelen yükleri/gerilmeleri kabul edilebilir seviyelere düşürmek olmasına rağmen, kafes sistemi bacanın doğal frekansını da yükselteceğinden, rüzgarın dinamik etkisini azaltıcı bir sonuç da yaratacaktır. Kafes sisteminin belirtilen görevi yerine getirebilmesi için bacaya uygulanan rüzgar yüklerinin etkin ve güvenli bir şekilde çelik kafes sistemine aktarılması gerekir. Söz konusu yüklerin hangi oranda kafes sistemine aktarılacağı ise bacanın ve kafes sisteminin direngenlikleri ile ilişkilidir; kafes sisteminin bacaya göre yeterince direngen olmadığı durumda rüzgar yüklerinin çoğu yine mevcut baca tarafından taşınacak, bacaya uygulanan gerilmeler yine yüksek olacaktır. Kafes sistemi ile beraber baca analizleri yapılmış,

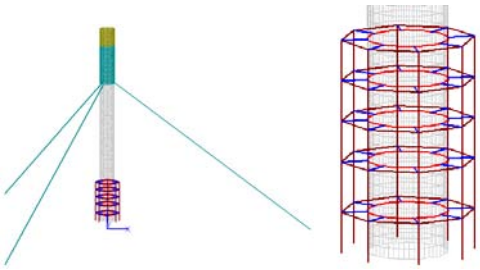
sonra bacaya halatlar da eklenerek iki farklı ortam sıcaklığı için analizler tekrarlanmıştır. Güçlendirme öncesi bacanın birinci doğal frekansının 1.09 Hz olduğu dikkate alınırsa Şekil 13'de verilen sonuçlar, güçlendirme sonrası bacanın birinci doğal frekansının profil kesit alanına bağlı olarak ne kadar yükseltilebileceğini göstermektedir.

Çelik kafes sistemi ile ilgili yapılan analizler sonucunda ulaşılan sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

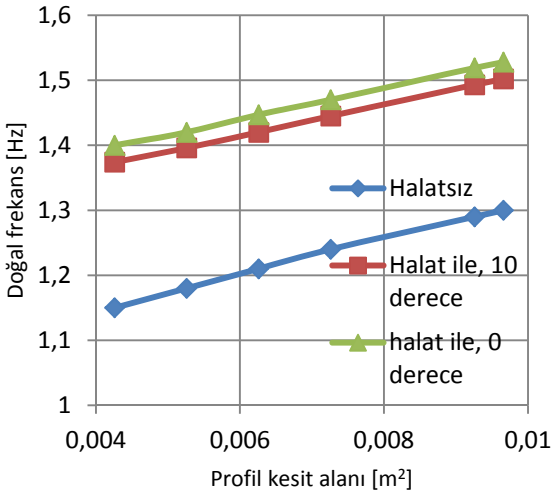
- Çelik kafes sistemi 8 adet kolon, kolonları birbirine bağlayan kirişler, radyal kirişler ve baca kuşaklarından oluşmaktadır. Çelik kafes sistemi için yaklaşık olarak 13.5 ton malzemeye ihtiyaç vardır.
- Halatlar kullanılmaksızın bacanın sadece önerilen kafes sistemi ile güçlendirilmesi durumunda bacanın ilk doğal frekansının 1.21 Hz değerine yükseleceği hesaplanmıştır. Bacanın, kafes sistemi ve halatlarla güçlendirildiği durumda ilk doğal frekansın 10 derece sıcaklıkda 1.42 Hz değerine, sıfır derece ortam sıcaklığında ise 1.45 Hz değerine yükselmesi tahmin edilmiştir.
- Halatlar ve kafes sistemi bacanın kritik yerlerindeki gerilmeleri yaklaşık olarak %60 azaltacaktır.




Şekil 11. Çelik kafes sistemi için öngörülen dış kafes ve boyutlar



Şekil 12. Baca, halatlar ve çelik kafes için geliştirilen sonlu elemanlar modeli




Şekil 13. Profil kesit alanının fonksiyonu olarak bacanın ilk doğal frekansı

## 4. BACAYA SÖNÜM KAZANDIRILMASI

Bacanın güçlendirme öncesi ilk eğilme modunun doğal frekansı 1.09 Hz idi. Halat ve kafes sistemi ile güçlendirilme sonrası bu frekansın yaklaşık olarak 1.42 Hz değerine yükseleceği tahmin edilmiştir. Ancak, rüzgarın sebep olduğu girdaplar rüzgar hızına ($V$), baca çapına ($D$) ve Strouhal sayısına ($St$) bağlı olarak belirlenebilen frekanslarda ($f=St\,V/D$) bacaya periyodik tahrik uygulamaktadır ve bu frekansın bacanın doğal frekanslarından birisi ile çakışması durumunda bu takrikler yüksek genlikli titreşimlere sebep olabilmektedir. Bu genlikleri kontrol etmenin en etkin yöntemi de yapıya yeterli sönüm sağlamaktır. Sönüm uygulaması ile olası rezonans genliklerinin kontrol edilmesi amaçlanmaktadır. Bacanın (yapıların) girdap kaynaklı tahriklere karşı direnci, yapının sönümü ve yapısal kütlenin akışkan kütlesine oranı ile ilişkilidir. Bu direnç, yapının aerodinamik stabilite parametresi olarak da bilinen *Scruton sayısı* ($S_c$) ile ifade edilir:

$$S_c = \frac{4\pi \bar{m} \zeta}{\rho D^2} \qquad (5)$$

Burada, $\bar{m}$ bacanın birim uzunluk için kütlesini, $\zeta$ yapıdaki viskoz sönüm oranını, $\rho$ akışkan yoğunluğunu ve $D$ bacanın çapını ifade etmektedir. *Scruton sayısı* ne kadar büyükse yapının girdap tahriklerine karşı direncide o kadar yüksektir. Bir başka deyişle, akış tahrikli bir yapının rezonans genlikleri *Scruton sayısı* ile ters orantılıdır. Referans [4,5] ve literatürdeki pekçok diğer kaynaklarda rüzgar nedeni ile rezonansa maruz kalan yapıların rezonans genliklerinin etkin bir şekilde kontrol edilmesi için *Scruton sayısı* nın 10 dan daha büyük olması gerektiği önerilmektedir (*Sc* > 10). Yapılan literatür araştırması sonucunda $S_c$ sayısının *12* olması durumunda oldukça etkin bir koruma sağlanacağı anlaşılmaktadır. Bu durumda baca için gerekli olan viskoz sönüm oranı denklem (5) den elde edilebilir:

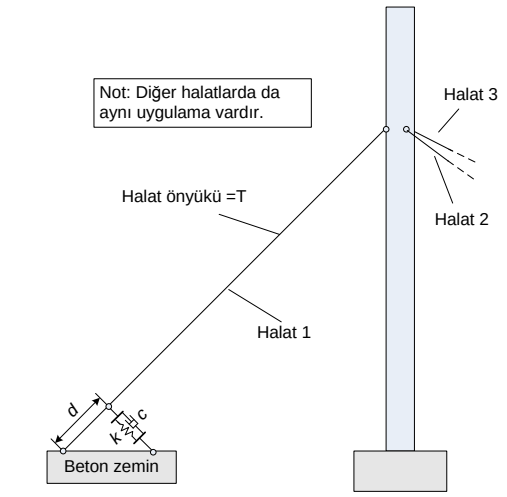
$$\zeta = \zeta_{yapısal} + \zeta_{viskoz} = \frac{3\rho D^2}{\pi \bar{m}} \qquad (6)$$

Buradaki sönüm oranı, yapıda olması gereken toplam sönüm miktarını ifade etmektedir ve bacanın rezonans titreşim genliklerini etkin bir şekilde azaltmak için bacanın toplam eşdeğer sönüm oranının %2.3 ($\zeta$=0.023) olması gerektiği hesaplanmıştır. Literatür araştırmalarına da dayanarak bacada yapısal kaynaklı yaklaşık olarak %0.8 sönümün varlığı kabul edililerek ilave viskoz sönüm oranı ihtiyacı $\zeta_{viskoz}$ =%1.5 olarak belirlenmiştir.

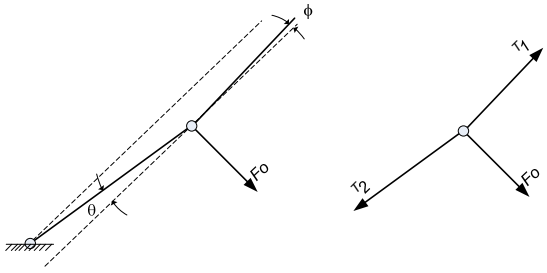
Bacaya uygulanacak viskoz sönüm mekanizmasının uygulanabilir, ekonomik ve etkin olması için değişik seçenekler değerlendirilmiş, Şekil 14'de şematik olarak gösterilen ve sönümün halat hareketleri ile ilişkilendirildiği konsept uygun bulunmuştur. Şekil 15'de, bir halatın yay ve damper bağlantısı yapılan noktasında oluşacak kuvvetler ve ilgili deplasmanlar şematik olarak gösterilmiştir. Detayları burada verilmemekle birlikte, halata uygulanan önyük değerinin bilinmesi durumunda ($T_1$=T) belirlenen bir $F_o$ kuvveti sonucunda oluşacak $T_2$ ve $\theta$ değerlerini hesaplamak mümkündür. Yaklaşık olarak 0-10 derece sıcaklık ortamını yansıtan bir halat önyükü (25 kN) için hesaplar yapılmış ve Şekil 15'de gösterilen θ açısı, yay elemanına statik olarak uygulanan $F_o$ kuvvetinin fonksiyonu olarak hesaplanmış, sonuçlar Şekil 16'da verilmiştir. Değişik $F_o$ kuvvetleri için bazı ön hesaplar yapılmış ve Şekil 17'de görüldüğü gibi bacanın titreşim yapması durumunda halatda oluşacak yüklerin ciddi oranda değişeceği görülmüştür. Bu durum, sönüm ile ilgili hesaplamalarda lineer olmayan analizlerin yapılmasını gerektirmiştir. Ancak, yay ve amortisör kuvvetlerinin halat yüklerini önemli oranda etkilemeyeceği anlaşılmaktadır (bkz Şekil 17).

Burada amaçlanan, bacanın ilk eğilme moduna ilave %1.5 viskoz sönüm sağlamaktır. Bu değere ulaşılıp ulaşılmadığı, bir çevrimde amortisördeki ısıya dönüştürülen enerji miktarı *(ΔE)* ve sistemdeki maksimum gerinim enerjisi (*V*) hesaplanarak, viskoz sönüm oranının temel tanımı, denklem (7), kullanılarak belirlenmiştir.

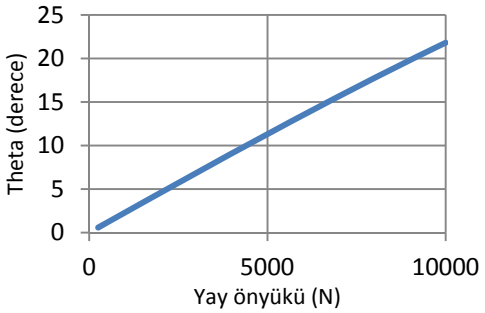
$$\zeta_{viskoz} = \frac{\Delta E}{4\pi V} \qquad (7)$$



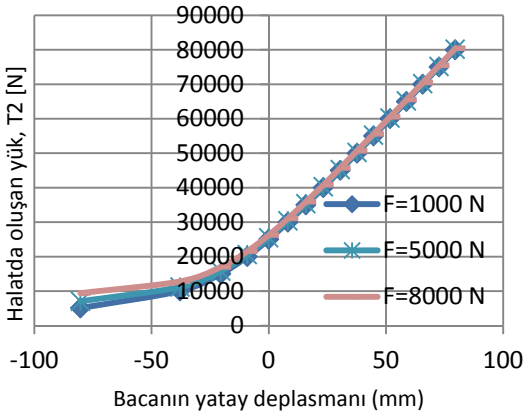

Şekil 14. Bacaya sönümleyici bağlanması için önerilen konsept.



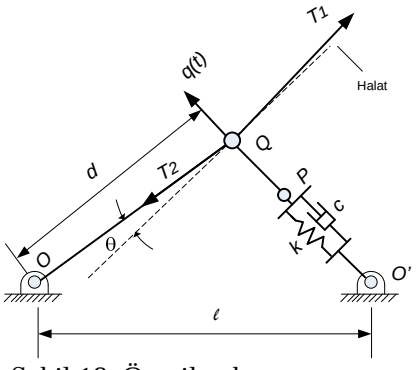

Şekil 15. Halata dik yönde kuvvet uygulanması durumunda oluşan açısal deplasmanlar ve kuvvetler.




Şekil 16. Yay elemanına uygulanan önyüke ($F_o$) bağlı olarak θ açısının değişimi.

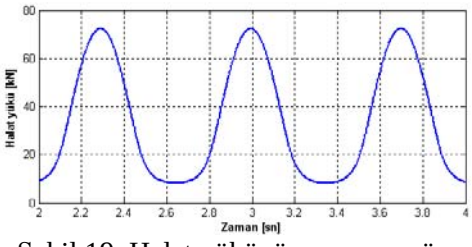



Şekil 17. Bacanın (38 metre yükseklikte) yatay deplasmanına bağlı olarak halat yükünün değişimi.

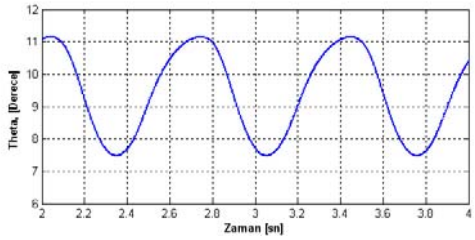



Şekil 18. Önerilen konsept tasarım

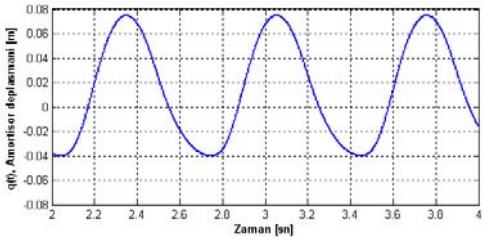
Belirtildiği gibi, bacaya ek sönüm sağlamak için basitlik ve uygulama kolaylığı nedeniyle Şekil 18'de şematik olarak gösterilen konsept tasarım seçilmiştir. Bu tasarımda, önyük uygulanmış yay ile paralel çalışan amortisör halatın zemine bağlandığı noktadan *d* mesafede halata dik olarak bağlanmaktadır. İlgili hesapların yapılabilmesi için bacanın rüzgar yükleri altındaki titreşimleri harmonik kabul edilmiş, bu titreşimler nedeni ile halatda oluşacak ve lineer olmayan değişken $T_1$ yükü hesaplanmıştır. Daha sonra Şekil 18'deki Q noktasında kuvvet dengesi prensibi kullanılarak $q(t)$, $\dot{q}(t)$, $T_1$ ve sistem parametrelerinin fonksiyonu olan ve yine lineer olmayan bir diferansiyel denklem elde edilmiştir. Bu denklem sayısal yöntemlerle çözülerek, bacanın yatay titreşimleri sonucu halat yükü $T_1$'de oluşan salınımlarla Şekil 18'deki Q noktasının titreşimleri ilişkilendirilmiştir. Bu sonuç, verilen yay-amortisör özellikleri için denklem (7) kullanılarak ne kadar sönüm elde edilebileceğini hesaplamayı mümkün kılmıştır. Bu kapsamda yapılan hesapların detayları burada sunulmamıştır. Ancak, konsept tasarım parametrelerinin ortaya konabilmesi için iterasyon gerektiren analizler yapılmıştır. Sözü edilen iterasyonlara tahmini bir viskoz sönüm kaysayısı *c* ile başlanmakta, eğer tahmini olarak belirtilen *c* değeri hedeflenen sönüm oranını sağlamıyorsa, yeni bir tahmini *c* değeri ile analizler tekrarlanmakta ve bu süreç hedefe ulaşılıncaya kadar devam etmektedir. Bu kapsamda elde edilen tipik sonuçlar aşağıda verilmiştir. 25 kN önyük uygulanmış olan bir halatın baca titreşimleri sonucu halat yükünün zamana göre değişimini gösteren tipik bir örnek Şekil 19'da verilmiştir. Burada halatın lineer olmayan davranışı açıkça görülmektedir. Halat yükünün zamana göre değişimi amortisör-yay çiftinin dinamik hareketini sağlamakta ve Şekil 18'de gösterilen θ açısının titreşim sergilemesine neden olmaktadır. Halatların maruz kalabileceği açısal salınımlar Şekil 20'de θ açısının zamana göre değişimi olarak verilmiştir. Yay-Amortisör çiftinin yapacağı salınımlar *q(t)* ise Şekil 21'de sunulmuştur. Bu salınımlar nedeni ile yay ve amortisörde oluşan kuvvetler Şekil 22'de, yay-amortisör çiftinin kuvvet-deplasman grafiği ise Şekil 23'de verilmiştir. Şekil 23'de sunulan sonuç, bir çevrimde amortisörde ısıya dönüştürülen enerji miktarının (ΔE), dolayısı ile sisteme sağlanan sönüm oranının hesaplanabilmesini mümkün kılmıştır.



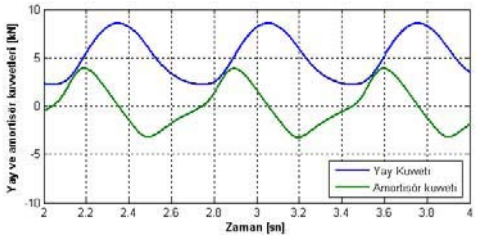

Şekil 19. Halat yükünün zamana göre değişimi



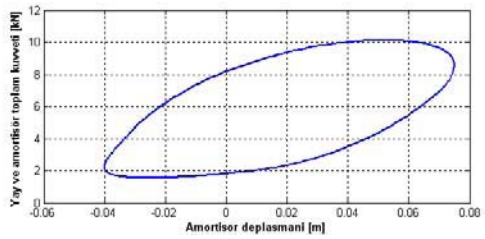

Şekil 20. Theta (θ) açısının zamana göre değişimi




Şekil 21. Yay-amortisör çiftinin Q noktasındaki titreşimleri.




Şekil 22. Yay ve amortisörün uyguladığı kuvvetler.




Şekil 23. Yay-amortisör sisteminin kuvvet-deplasman ilişkisi.

## 5. GENEL DEĞERLENDİRME

Bacanın halatlarla ve kafes sistemi ile güçlendirilmesi ve sönüm takviyesi için gerekli modelleme çalışmaları ve analizler yapılmış, konsept tasarımlar ortaya konmuştur. Tasarlanan güçlendirmenin yaratacağı etkiler özet olarak aşağıda sıralanmıştır.

- Bacanın halatlarla bağlanması için önerilen konsept tasarım baca gerilmelerini %40 civarında azaltacaktır.
- Halatlarla birlikte önerilen kafes sistemi bacanın ilk 10.5 metrelik kısmındaki gerilmeleri yaklaşık olarak %60 azaltacaktır.
- Pratik ve ekonomik bir sönüm uygulamasının modellenmesi, analizleri ve tasarımı yapılmıştır. Bu tasarımın uygulanması bacanın rezonans titreşimlerini kabul edilebilir seviyelere düşürürecektir. Sönüm uygulaması, halatların olası titreşimlerinin de sönümlenmesini sağlayacaktır.

Bu bildiride özetlenen tasarım, fabrika yönetiminin koordinasyonunda bacaya uygulanmıştır. Uygulama sonrası normal rüzgar etkisi altında yapılan ölçümler güçlendirilmiş bacanın doğal frekansının 1.51 Hz değerine ulaştığını göstermiştir. Baca, son 3 yıldır sorunsuz görevini yerine getirmektedir.

## 6. TEŞEKKÜR

Bu bildirinin yayınlanmasına izin verdikleri için ÇİMSA A.Ş.'ye, projeye verdikleri katkı için ilgili ÇİMSA elemanlarına, bacanın güçlendirme öncesi ve sonrasındaki tireşim ölçümlerine katkıları ve önerileri için Prof. H. Temel Belek'e teşekkür ederim.

## 7. KAYNAKLAR

1. TSE 498: "Yapı Elemanlarının Boyutlandırılmasında Alınacak Yüklerin Hesap Değerleri (Design loads for buildings)", Kasım 1997.
2. Yin Zhou,Tracy Kijewski, and Ahsan Kareem, "Along-Wind Load Effects on Tall Buildings: Comparative Study of Major International Codes and Standards", journal of Structural Engineering, sayfa 788-796, Haziran 2002
3. Eurocode 1: "Actions on Structures- General Actions - Part 1-4: Wind Actions", 1991.
4. Tuomo Kärnä, "Damping methods to mitigate wind induced vibrations", Journal of Structural Mechanics, Vol. 42, No 1, 2009, sayfa : 38-47.
5. V K Bajpai, T K Garg, Manoj Kumar Gupta, "Vibration-Dampers for Smoke Stacks", 3rd WSEAS International Conference on Applied And Theoretical Mechanics, Spain, December 14-16, 2007.

# ÜÇ EKSENLİ SERİ ESNEK MANİPÜLATÖRÜN TİTREŞİM ANALİZİ

Levent MALGACA*, Murat AKDAĞ*, Hira KARAGÜLLE*, Şahin YAVUZ*

*Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Buca-İZMİR
levent.malgaca@deu.edu.tr, murat.akdag@deu.edu.tr, hira.karagulle@deu.edu.tr,
sahin.yavuz@deu.edu.tr

## ÖZET

Yeni nesil robotlarda güç tüketimini azaltmak için daha esnek uzuvların kullanımı amaçlanır. Robotik yapılardaki hafif ve esnek uzuvların ağır ve rijit uzuvlara göre avantajları arttırılmış ağırlık-yük oranını ve daha küçük aktüatör kullanımını kapsar. Ancak uzuv ve bağ esneklikleri hareket boyunca ve hareket sonrası titreşimlere ve uç noktada konumlandırma hatalarına neden olur. Bu çalışmada, üç eksenli seri esnek manipülatörün titreşim analizi teorik ve deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Çelik uzuvlu deneysel manipülatörün titreşim testleri yapılmıştır. Sonlu eleman titreşim analizi için sistem Abaqus programında modellenmiştir ve üçgen hız profili için manipülatörün hareket boyunca ve hareket sonrası titreşim cevapları elde edilmiştir. Hareket girdisindeki azalan ivmelenme zamanının artık titreşimi önemli derecede etkilediği gözlemlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Esnek manipülatörler, titreşim, hareket kontrolü, sonlu elemanlar analizi.

## VIBRATION ANALYSIS OF A THREE-AXIS SERIAL FLEXIBLE MANIPULATOR

## ABSTRACT

The use of lighter arms is aimed in new generation robots to reduce power consumption. The advantages of light and flexible arms over heavy and rigid arms on robotic structures include increased payload-to-weight ratio and the use of smaller actuators. However, the arm or joint flexibility of a manipulator causes vibrations during the movement, residual vibrations after the movement and inaccuracies at end-point positioning. In this study, vibration analysis of a 3-DOF serial flexible manipulator was carried out theoretically and experimentally. Vibration tests were done on the experimental manipulators with steel links. The system was modeled in Abaqus for finite element vibration analysis. The vibration responses of the flexible manipulator were obtained during motion and after motion for triangular motion inputs. It is observed that the deceleration time in the motion input affects the residual vibration significantly.

**Keywords:** Flexible manipulators, vibration, motion control, finite elements.

## 1. GİRİŞ

Esnek sistemler daha az enerji tüketip, aynı zamanda daha hızlı çalışabilmelerine rağmen esnekliklerinden dolayı titreşim seviyelerinin yüksek olması geniş kullanımı kısıtlamaktadır. Esnek bir sistem, bir komut girişi ile ötelenerek veya dönerek aniden konum değiştirdiğinde, hareket boyunca ve hareket bittikten sonra, esnek sistem üzerine etki eden atalet yüklerinden dolayı titreşimler oluşur. Esnek bir sistemde hareket tamamlandıktan sonraki oluşan titreşimler artık titreşimler olarak adlandırılır. Uzay yapıları, krenler ve esnek robotlar gibi birçok mühendislik uygulamasında bu tip artık titreşimlerin azaltılması önemlidir. Artık titreşimler bir sistemin düzenli rejim zamanını uç nokta hassasiyetini önemli ölçüde etkiler. Artık titreşim seviyeleri arttığında, düzenli rejim zamanı artmasından dolayı bir sonraki yapılan işlemde gecikmeler meydana gelir. Esnek sistemlerin kullanıldığı endüstriyel

uygulamalarda, artık titreşimler yüksek hızlı işlemlerin yapılmasını etkilediğinden verimlilik azalır. Esnek robotlar ile ilgili kapsamlı literatür çalışması [1] numaralı kaynakta sunulmuş, farklı kontrol uygulamaları sınıflandırılmıştır. Esnek robotların dinamik analizleri, tek eksenli, iki eksenli ve çok eksenli olmak üzere sınıflandırılarak ilgili kaynaklar bir başka çalışmada incelenmiştir [2]. Bu kaynak çalışmada modelleme yöntemlerine göre yapılan çalışmalar gruplandırılmıştır. Yapılan kaynak çalışmalar değerlendirilmesinin sonucunda, teorik kabullerin doğrulanması amacıyla daha fazla deneysel çalışma gereksinimi özellikle vurgulanmıştır.

Artık titreşimlerin kontrolü için sistemlere aktif veya pasif kontrol uygulanabilir. Aktif titreşim kontrolü kapalı kontrol, pasif titreşim kontrolü açık kontrol gerektirir [3]. Aktif titreşim kontrolü hareketsiz veya hareketli yapılara uygulanabilir [4-6]. Hareketsiz bir yapıya örnek olarak ankastre kirişlerde [4-5] ve hareketli yapıya örnek olarak esnek manipülatörlerin artık titreşimlerinin aktif kontrol uygulamaları literatürde mevcuttur [6]. Esnek robotların artık titreşimleri hareket komutları değiştirilerek açık devre kontrol ile azaltılabilir [7-11]. Bu kaynak çalışmalarda girdiler biçimlendirilerek tek eksenli bir esnek robotun kontrolü incelenmiştir.

Bir başka çalışmada, dönen esnek bir kirişin artık titreşimlerinin kontrolü için herhangi bir kontrol uygulanmadan şok spektruma dayalı iki yöntem önerilmiştir [12]. Artık titreşimleri yok etmek için akış şeması özetlenmiştir. Sonuçlarda, eğer sisteme uygulanan hareket girdisinde puls sinyalinin süresi uygun bir şekilde seçilirse, artık titreşimlerin sıfır olabileceği gösterilmiştir. Diğer bir çalışmada mod toplama yöntemi ile sikloid hareket profili kullanılarak artık titreşim kontrolü sağlanmıştır [13].

Kaynak çalışmalar incelendiğinde, genellikle tek serbestlik dereceli robot kollarında pasif kontrol uygulamaları mevcuttur. Çok serbestlik dereceli gerçek mühendislik yapılarında artık titreşimlerin hareket kontrolü literatürde bir boşluk olarak gözlemlenmiştir.

Bu çalışmada, üç eksenli seri esnek manipülatörün deneysel ve teorik titreşim analizleri yapılmıştır. Deneysel manipülatör üretilmiş, test düzeneği kurulmuş ve manipülatör başlangıç konumundan son konuma üçgen hız profili ile hareket ettirilerek titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Teorik analiz için Abaqus programında sonlu elemanlar modeli kurulmuştur. Sonlu elemanlar modelinde bağ esneklikleri dikkate alınarak titreşim analizi yapılmıştır. Bağ esneklikleri için deneysel frekans analizi sonuçlarından faydalanılmıştır. Hız profilinde uygun ivmelenme sürelerinin uygulanmasıyla artık titreşim seviyelerinin azaltılabileceği gözlenmiştir.

## 2. TİTREŞİM ANALİZİ

### 2.1 Deneysel sistem

Deneysel sistem; üç eksenli çelik uzuvlu manipülatör (R3A-St), Adlink/PCI-8366 bilgisayar tabanlı hareket kontrol sistemi, Microstrain kablosuz titreşim ölçüm sisteminden oluşur. Deneysel sistem Şekil 1' de gösterilmiştir.




Şekil 1. Deneysel sistem

Manipülatörün ilk uzvu rijit, ikinci uzvu esnektir. Rijit uzuv 60x40 mm kesitli, kalınlığı 3 mm olan bir kutu profilden, esnek uzuv ise 3 mm kalınlığında saç plakadan oluşur. Manipülatörün kol açıklığı 1010 mm' dir. Manipülatör uzuvlarının boyutları Tablo 1' de verilmiştir.

Tablo 1. Manipülatörün boyutları

| Esnek manipülator | Boyutlar (mm) (Boy x Genişlik x Kalınlık ) |
|---|---|
| Rijit uzuv | 410 x 60 x 40 |
| Esnek uzuv | 600 x 40 x 3 |

R3A-St'ye bağlı üç servo motor bilgisayar tabanlı hareket kontrol kartı ile sürülür. Hareket kontrol kartı ve servo sürücüler seri

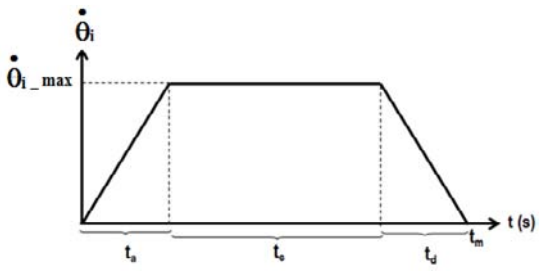
olarak SSCNET ağı ile bağlıdırlar. Servo sürücüler Adlink-ActiveX bileşenleri kullanarak Visual Basic ile programlanır.

Kablosuz ölçüm sistemi bir baz istasyon ve 3 yönde ölçüm yapabilen ivme metre modülünden oluşmaktadır. Titreşim sinyalleri USB bağlantısı ile bilgisayara bağlı bir baz istasyon aracılığıyla bilgisayara kaydedilir. Kablosuz titreşim sensörü üç yönde ivme ölçebilmektedir ve manipülatörün uç noktasından 80 mm mesafede yerleştirilmiştir. Lokal koordinatlardaki ölçüm yönleri Şekil 1' de gösterilmiştir.

Deneysel titreşim analizlerinde, R3A-St montaj konumundan başlangıç konumuna (A konumu) getirilir. Manipülatör A konumundan belirlenen hız profili ile son konumuna (B konumu) hareket ettirilir. R3A-St'nin A konumundan B konumuna ulaşıncaya kadar hareket boyunca ve B konumuna ulaştıktan sonra artık titreşim sinyalleri ölçülür.

R3A-St' nin konumu Motor-1, Motor-2 ve Motor-3 ün dönüş açıları ile belirlenir. Artımlı motor dönüş vektörü $\mathbf{q}_{mi}=[\theta_{1i}, \theta_{2i}, \theta_{3i}]^T$ ile tanımlanır. $\theta_{1i}$, $\theta_{2i}$, ve $\theta_{3i}$, sırasıyla 1, 2 ve 3 nolu eksenler için derece cinsinden dönüş açılarıdır. Uç noktanın başlangıç konumu $\mathbf{q}_{ei}= \mathbf{q}_{ea}+\mathbf{q}_{e0}$ olarak tanımlanır. Burada ilk terim $q_{ea}$ montaj konumunda motor açıları vektörü, ikinci terim $\mathbf{q}_{e0}$ manipülatörün başlangıç konumu için tanımlanan artımsal motor açıları vektörüdür. Buna göre manipülatörün montaj konumunda $\mathbf{q}_{ea}=[0\ 0\ 0]^T$ dır.

R3A-St, B konumuna trapez hız profilinin özel bir hali olan üçgen hız profili ile hareket ettirilmiştir. Örnek bir trapez hız profili Şekil 2' de gösterilmiştir.




Şekil 2. Trapez hız profili

Burada, $t_a$ artan ivmelenme zamanı, $t_c$ sabit hız süresi, $t_d$ azalan ivmelenme zamanı, $t_m$ hareket süresidir. Trapez hız profili için zaman vektörü $\mathbf{t}_i=[t_a,t_c,t_d,t_m]$ şeklinde tanımlanabilir ve i adım numarasıdır. Trapez hız profili $t_c=0$ için üçgen hız profiline dönüşür. Trapez hız profilinde, $\theta_i$ motor dönüş açısına bağlı olarak maksimum hız ve $t_m$ hareket süresi aşağıdaki denklemler ile bulunur.

$$\dot{\theta}_{i_max} = \frac{\theta_i}{t_m - 0.5t_a - 0.5t_d} \quad (1)$$

$$t_m = t_a + t_c + t_d \quad (2)$$

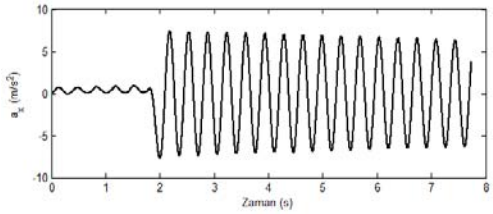
R3A-St, A konumundan B konumuna tanımlanan hız profili ile Visual Basic programı ile hareket ettirilir. Programda veri tabanı motor dönüş açıları $\mathbf{q}_{ei}$ ve hız profilinin zaman vektörü $\mathbf{t}_i$ bilgisini içerir. Adım-0 için $\mathbf{q}_{ei}=\mathbf{q}_{e0}$ montaj konumundan başlangıç konumuna ulaşması için verilen motor açılarıdır. Buradaki hareket 1 adımlıdır ve örnek hareket girdisi için Tablo 2'de verilmiştir. Tablo 2' de tanımlanan A ve B konumları Tablo 3' te gösterilmiştir.

Tablo 2. Örnek hareket girdisi

| Konum | Adım | $\mathbf{t}_i$ | $\mathbf{q}_{ei}$ |
|---|---|---|---|
| A | 0 | | $[15,30,60]^T$ |
| B | 1 | [1.8253, 0, 0.1747,2] | $[60,60,30]^T$ |

Tablo 2' de, Adım-0' da manipülatör montaj konumundan Motor-1 $\theta_{1i}=45^o$, Motor-2 $\theta_{2i}=30^o$, Motor-3 $\theta_{2i}=-30^o$ döndürülerek A konumuna getirilmiştir. Adım-0' da zaman parametreleri önemli değildir. Adım-1' de son konumu olan B konumuna Motor-1; $\theta_{1i}=45^o$, Motor-2; $\theta_{2i}=30^o$, Motor-3; $\theta_{2i}=-30^o$ döndürülerek hareket 2 s' de tamamlanmıştır. Üçgen hız profili için $t_a=1.8253$ s, $t_c=0$ s, $t_d=0.1747$ s dir.

Burada $t_i$ belirlenirken eksenlerin ulaşabileceği maksimum hızlar aşılmamalıdır. Manipülatörün hareket boyunca ve hareket sonrası titreşim sinyalleri kaydedilir. Örnek hareket için uç noktanın Şekil 1' de gösterilen lokal eksen takımına göre eğilme (x) yönünde kaydedilen titreşim sinyali Şekil 3' te gösterilmiştir.

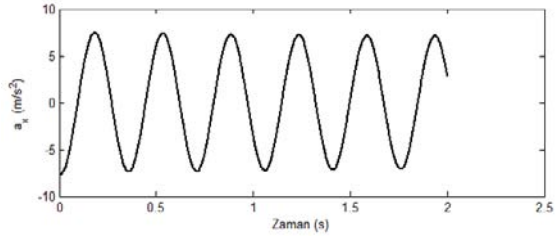



Şekil 3. $\mathbf{t}_i$=[1.8253, 0, 0.1747,2] için hareket boyunca ve artık titreşim cevabı

Tablo 3. Manipülatörün hareket konumları

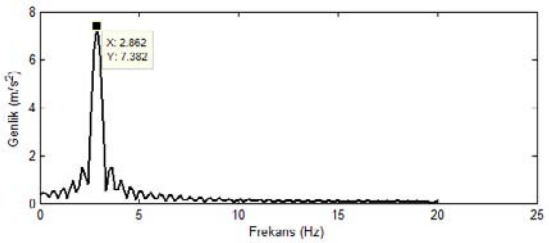
| Montaj | A konumu | B Konumu |
|---|---|---|
|  |  |  |

Ölçüm (Node Commander v2.3) programında, 617 Hz örnekleme frekansı ile 8 s titreşim kaydı yapılmıştır. Titreşim sinyalleri Excel dosyalarına kaydedilmiştir. Kayıtlı dosya içindeki ivme verileri Matlab' te geliştirilen bir program ile okunarak titreşim analizleri yapılmıştır. Programda 10 Hz'lik düşük geçirgen filtre kullanılmıştır. Programda eşik seviyesindeki değişim ile hareketin başlangıcı belirlenmiştir. Şekil 3' te gösterilen sinyal işlenerek elde edilen eğilme yönündeki artık titreşimler Şekil 4' de gösterilmiştir.




Şekil 4. $\mathbf{t}_i$=[ 1.8253, 0, 0.1747,2.0000] için artık titreşim cevabı

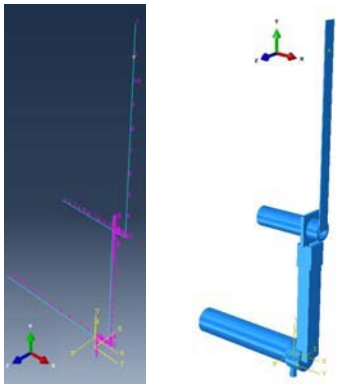
Geliştirilen Matlab programında Şekil 4' te gösterilen artık (serbest) titreşim cevabından Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) ile manipülatörün sönümlü doğal frekansları edilir. Elde edilen frekans spektrumu Şekil 5' te gösterilmiştir.




Şekil 5. Frekans spektrumu

## 2.2. Teorik analiz

Teorik analizler için Abaqus programında çelik uzuvlardan oluşan üç eksenli rijit-esnek manipülatörün kiriş elemanlar ile kurulan sonlu elemanlar modeli Şekil 6' da gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 6. Manipülatör (a) kiriş modeli, (b) görselleştirilmiş kiriş model

Sonlu eleman modelinde B31 iki düğüm noktalı uzaysal doğrusal kiriş elemanlar kullanılmıştır. Manipülatörün sonlu elemanlar modeli toplam 109 eleman, 120 düğümden oluşmuştur. Yapılan analizlerde malzeme özellikleri elastisite modülü E=210 GPa, yoğunluk $\rho$=7800 kg/m$^3$, poisson oranı $\nu$=0.29 olarak atanmıştır.

Modelde uzuvlar dikdörtgen kesitli alınmıştır. Motorlar ve redüktörler aynı ağırlığa ve aynı ağırlık merkezine sahip olacak şekilde silindirik kesitli olarak modellenmiştir. İlk adımda Motor-1 ve buna bağlı parçalar modellenmiştir. Modelde Motor-1' in bulunduğu yerde hareket tanımlayabilmek için bir döner mafsal (Hinge), rijit bağlı parçalar için kaynak bağ (Weld) oluşturulmuştur. Bir sonraki adımda riijt uzuv ile Motor-2 ve buna bağlı parçalar modellenmiştir. Son adımda ise esnek uzuv ile Motor-3 ve buna bağlı parçalar

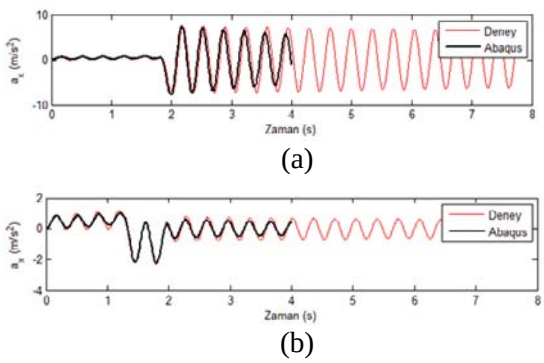
benzer şekilde modellenmiştir. Motor-2 ve Motor-3 ün bulunduğu yerlerde hareket tanımlayabilmek için döner mafsallar tanımlanmıştır. Esnek uzuv üzerinde 47 gr ağırlığında kablosuz ivme metreyi temsilen noktasal kütle tanımlanmıştır. Manipülatörün uç noktasına, deneysel sistemdeki 0.620 kg ağırlığında yük noktasal kütle olarak eklenmiştir.

Motorların bağ esnekliklerinin tanımlanmasında Şekil 5' te gösterilen deneysel frekans sonucundan faydalanılmıştır. Teorik model ile deneysel manipülatörün ilk doğal frekans değeri çakışacak şekilde burulma rijitlik katsayıları belirlenmiştir. Tüm motorlarda bağ esnekliği için burulma rijitlik katsayısı tanımlanmıştır. Tanımlanan burulma rijitlik katsayılarının değerleri sırasıyla, Motor-1 için 95 x $10^5$ Nmm/rad, Motor-2 için 30 x $10^5$ Nmm/rad, Motor-3 için 95 x $10^5$ Nmm/rad dır. Daha sonra hareket girdilerinin tanımlanabilmesi için manipülatörün mafsal tipi ve özellikleri belirlenir. Mafsalın dönüş yönünün belirlenebilmesi için gerekli referans eksen takımı oluşturulur. Tanımlanan mafsala manipülatörün hareketi için gerekli hız profili sınır şartı olarak atanır. Mafsal tipi olarak sadece tek eksende dönüşe izin veren döner mafsal seçilmiş ve dönüş ekseni olarak referans eksen takımının x ekseni belirlenmiştir.

Hareket boyunca ve hareket sonrasında titreşim sonuçlarını elde edebilmek için dinamik analiz (dynamic/implicit) tipi seçilir. Bu analiz adımında, esnek modeldeki geometrik olarak doğrusal olmayan etkiler dikkate alınır. Dinamik analiz için zaman adımı 0.001 s, analiz zamanı 4 s seçilmiştir. Manipülatörün hareket süresi 2 s dir. Artık titreşimler için zaman 2 s olarak seçilmiştir. Manipülatörün titreşim cevabı için analiz sonuçları, uç noktadaki yer değiştirme veya ivme olarak değerlendirilebilir. Burada, deneysel çalışma ile karşılaştırılmak amacıyla ivme sonuçları dikkate alınmıştır.

## 3. DENEYSEL VE TEORİK SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Deneysel ve teorik titreşim cevapları iki farklı üçgen hız profili için Şekil 7 ve 8' de karşılaştırılmıştır.

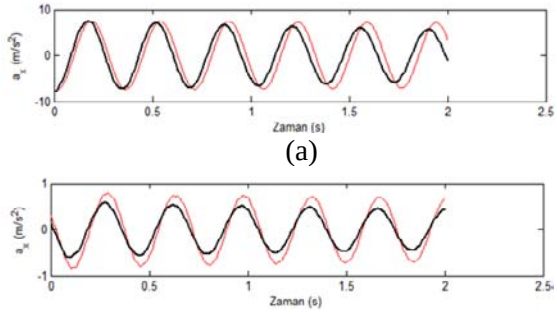



(a)

(b)

Şekil 7. Hareket boyunca ve artık titreşim cevapları (a) $\mathbf{t}_i$=[1.8253, 0, 0.1747,2], (b) $\mathbf{t}_i$= [1.3012, 0, 0.6988,2]

Manipülatör her iki hareketi aynı sürede tamamlamıştır. Tablo 2' de verilen örnek hareket için hareket boyunca ve hareket sonrası elde edilen titreşim sonuçları 7 (a) da verilmiştir. Burada azalan ivmelenme süresi $t_d$=0.1747 s dir. Şekil 7 (b) de $t_i$= [1.3012, 0, 0.6988,2] için sonuçlar verilmiştir. Burada azalan ivmelenme süresi $t_d$=0.6988 s dir. Duruş sırasındaki ivmelenme sürelerinin artık titreşim seviyelerini önemli derecede etkilediği görülmektedir. Azalmanın sayısal hale getirilmesi için Şekil 7' de verilen sonuçlardan sadece artık titreşim sinyalleri ayrılarak Şekil 8' de gösterilmiştir.




(a)

(b)

Şekil 8. Artık titreşim cevapları (a) $\mathbf{t}_i$=[1.8253, 0, 0.1747,2], (b) $\mathbf{t}_i$= [1.3012, 0, 0.6988,2]

Şekil 8' deki sonuçlar kullanılarak, artık titreşim seviyelerinin RMS değerleri ve her iki hareketteki azalma oranı Tablo 4' te verilmiştir. Artık titreşimlerin RMS değerleri 2 s için hesaplanmıştır.

Tablo 4. Deneysel ve teorik artık titreşim sonuçları

| $\mathbf{t}_i$ | Deney | % Azalma | Abaqus | % Azalma |
|---|---|---|---|---|
| [1.8253, 0, 0.1747,2] | 5.187 | - | 4.6857 | - |
| [1.3012, 0, 0.6988,2] | 0.5215 | 89.95 | 0.3634 | 92.24 |

## 4. SONUÇLAR

Altı eksenli manipülatörler tut-yerleştir, kaynak, boyama gibi farklı endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. Bu sistemlerde uç noktaya yansıyan hataların temel nedeni, ilk üç eksendeki titreşimlerin ve konumlandırma hatalarının üst üste binmesindendir. Meydana gelen titreşimler manipülatörler rijitleştirilerek azaltılabilir ancak büyük aktüatör gereksinimi ve enerji verimliliği açından her zaman uygun çözüm değildir. Esnek manipülatörlerin ise düşük rijitlikleri nedeniyle oluşan titreşimlerin tespit edilmesi ve bu tür istenmeyen titreşimlerin giderilmesi uç nokta hassasiyeti açısından önemlidir. Bu çalışmada, üç eksenli seri esnek manipülatörün teorik ve deneysel olarak titreşim analizleri yapılmıştır. Test düzeneği kurulmuş, deneysel manipülatöre üçgen hız profilleri uygulanmış, hareket boyunca ve artık titreşimleri ölçülmüştür. Deneysel sonuçları karşılaştırmak amacıyla, sonlu elemanlar titreşim modeli bağ esneklikleri dikkate alınarak Abaqus programında kurulmuş, manipülatörün titreşim cevapları elde edilmiştir. Elde edilen teorik ve deneysel titreşim sonuçlarının uyumlu olduğu ve hız profilindeki duruş ivmelerinin artık titreşim seviyelerini etkilediği gözlenmiştir.

## TEŞEKKÜR

Yazarlar, bu çalışma kapsamında 2010.KB.FEN.031 numaralı araştırma projesine yaptığı destekten dolayı Dokuz Eylül Üniversitesi' ne teşekkür eder.

## 5. KAYNAKLAR

1. M. Benosman and G. Le Vey, Control of flexible manipulators: A survey, Robotica 22, 2004, 533-545.

2. S K Dwivedy, P Eberhard, Dynamic analysis of flexible manipulators, a literature review, Mechanism and Machine Theory 41, s.749–777, 2006.

3. Preumont A. Vibration control of active structures an introduction. Second ed. Netherlands: Kluwer Academic Publishers; 2002.

4. Karagülle H, Malgaca L, Öktem HF. Analysis by active vibration control in smart structures by ANSYS. Smart Mater Struct, 2004;13:661–7.

5. Malgaca L, Karagülle H. Numerical and experimental study on integration of control actions into the finite element solutions in smart structures. Shock Vib 2009;16(4):401–15.

6. J. C.P.Reis, J. S. da Costa, Motion planning and actuator specialization in the control of active-flexible link robots. Journal of Sound and Vibration 331 (2012) 3255–3270.

7. E. Pereira, J R.Trapero, I M.Diaz, V. Feliu, Adaptive input shaping for single-link flexible manipulators using an algebraic identification, Control Engineering Practice 20, s.138–147, 2012.

8. G. Mimmi and P. Pennacchi, "Pre-shaping Motion Input for a Rotating Flexible Link", International Journal of Solids and Structures 38, s.2009-2023, 2001.

9. J. Shan, H-T. Liu, D. Sun, Modified input shaping for a rotating single-link flexible manipulator, Journal of Sound and Vibration 285, s.187–207, 2005.

10. H. Yang, M. H. Ang, Jr., H. Krishnan, Control Of A Tip-Loaded Flexible-Link Robot Using Shaped Input Command, Proceedings of the American Control Conference Philadelphia, Pennsylvania, June 1998.

11. S.K. Das, P.C. Ray, G. Pohit, Free vibration analysis of a rotating beam with nonlinear spring and mass system, Journal of Sound and Vibration 301, s.165–188, 2007.

12. K. Shin, M.J. Brennan, Two simple methods to suppress the residual vibrations of a translating or rotating flexible cantilever beam, Journal of Sound and Vibration 312, s.140–150, 2008.

13. A Ankarali, H.Diken,Vibration Control Of An Elastic Manipulator Link, Journal of Sound and Vibration, 204(1), s.162-170,1997.

# ALTI EKSENLİ BİR ROBOTUN HAREKET KONTROLÜNÜN SOLIDWORKS SİMÜLASYONU İLE BÜTÜNLEŞTİRİLMESİ

Şahin YAVUZ*, Hira KARAGÜLLE*, Levent MALGACA*, Murat AKDAĞ*

*Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Buca-İZMİR

sahin.yavuz@deu.edu.tr, hira.karagulle@deu.edu.tr, levent.malgaca@deu.edu.tr,

murat.akdag@deu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada altı eksenli bir robotun SolidWorks programında modeli kurulmuştur. Robot modeli, uzuvların katı modelini ve bağ tanımlarını içerir. Robot kontrol sistemi ise SSCNET ağına bağlı 6 adet servo motor sürücüsü içerir. Motorlar ADLINK PCI-8366 motor kontrol kartı ile kontrol edilir. VisualBASIC ortamında geliştirilen bir entegrasyon programı ile SolidWorks simülasyon sonuçları elde edilir. Bu sonuçlar kullanılarak motor kontrol kartı programlanır. Yörünge ve uç nokta yükleri ile ilgili veri tabanı oluşturulur. Entegrasyon programı yörünge veri tabanı bilgilerini SolidWorks programına aktarır. Ters kinematik analiz SolidWorks ortamında gerçekleştirilerek motor açıları belirlenir. Uç noktaya yük tanımlanır. İleri kinetik analiz ile motor momentleri bulunur. Sonuçlar kinematik ve kinetik çalışma uzayı yönünden değerlendirildikten sonra entegrasyon programı hareket komutlarını motor kontrol kartına iletir.

**Anahtar Kelimeler:** Altı eksenli robot, hareket kontrolü, simülasyon

# INTEGRATION OF THE MOTION CONTROL OF A SIX-AXIS SERIAL ROBOT WITH SOLIDWORKS SIMULATION

## ABSTRACT

In this study, a six axis serial robot is modeled in SolidWorks. The robot model contains the solid model of the limbs and the joint definitions. Robot control system contains 6 servo motor drivers which are connected to SSCNET network. Servo motors are controlled by ADLINK PCI-8366 motion control card. SolidWorks simulation results are obtained with an integration program which is developed in VisualBASIC. Motor control card is programmed by using these results. The data base is created about the information of the trajectory and end-point loads. The integration program transfers the information of the trajectory data base to SolidWorks. The motor angels are determined by applying inverse kinematic analysis in SolidWorks. A load is defined to the end-point. The motor moments are determined by forward kinetic analysis. The integration program transmits motion commands to motion control card after evaluating the results in terms of kinematic and kinetic work space.

**Keyworks:** Six axis robot, motion control, simulation

## 1. GİRİŞ

Mekatronik sistemlerde, mekanik, elektronik ve bilgisayar teknolojisi kullanılır. Mekanik modelin oluşturulması ve analizi bilgisayar destekli programlarla yapılır [1]. Mekatronik sistemlerde servo motorlar yaygın olarak kullanılır. Servo motorların kontrolünde iki ana seçenek vardır. Bunlar, PC-tabanlı ("PC-based") veya tek başına ("stand-alone") çalışan kontrol sistemleridir [3].

Robotik sistemler üzerinde yapılan önemli çalışmalardan biri dinamik analizleri değerlendirmek ve farklı metotlar kullanılarak robotun hareketini kontrol etmektir. Bazı araştırmacılar, 6 serbestlik dereceli robotun hareketini kontrol etmek ve ters kinematik probleminin üstesinden gelmek için sinir yapay ağ algoritması kullanan adaptif öğrenme stratejisi üzerinde çalışmıştır [4]. İki araştırmacı genel n-eksenli manipülatörlerin genelleştirilmiş n x n atalet matrislerinin sistematik türetilmesi üzerine çalışmıştır. Bu iki araştırmacı aynı zamanda, seri robotların ters dinamiğini nümerik çözmek için öngörülen yörünge doğrultusunda manipülatörün hareketi için gerekli olan n sayıda tork veya kuvvetin zaman verisini üreten Kane dinamik denklemlerine dayalı bir algoritma geliştirmiştir [5].

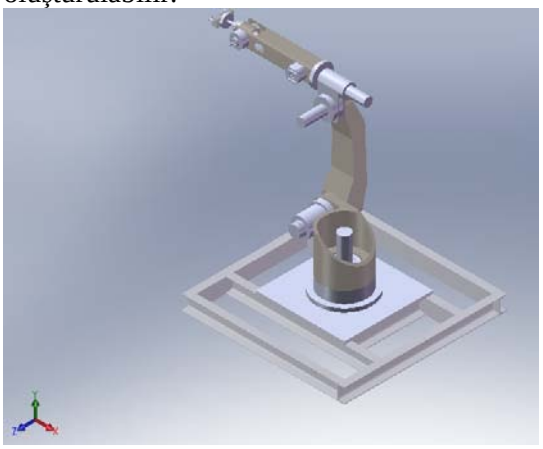
Robotun hareketini kontrol etmek için robot dizaynının yanı sıra, uç noktanın dizaynı da önemli rol oynamaktadır. Uç noktanın dizaynıyla ilgilenen araştırmacılar, uç noktanın dinamiği üzerinde sistem parametrelerinin etkisini göstermiştir. Bu araştırmacıların bazı çalışmalarında vurguladığı nokta, hareket denklemlerini türetmek için Lagrange yaklaşımını, ileri kinematiği çözmek için ise Newton-Raphson metodunu kullanmak olmuştur [6].

Literatür çalışmaları incelendiğinde robotun modellenmesi, dinamik analizleri ve hareketini gerçekleştiren entegre yazılımların eksikliği gözlemlenmiştir. Karagülle tarafından yapılan çalışmada, Entegre dizayn yöntemi kullanılmış ve tıbbi operasyonlar için kullanılan bir hexapod robota uygulanmıştır [2].

## 2. ALTI EKSENLİ ROBOTUN MODELLENMESİ

Bu çalışmada örnek uygulama olarak Şekil 1' de gösterilen, 1.5 metreye uzanabilen ve 5 kg uç yükü olan 6 eksenli bir robot ele alınmıştır.

Robot, SolidWorks [7] programında modellenmiştir. Robota ait parçaların basitleştirilmiş modelleri GUI ("graphical user interface") olanağı ile oluşturulabildiği gibi API ("application program interface") olanaklarından faydalanılarak VisualBasic programı ile parametrik modelleri oluşturulabilir.

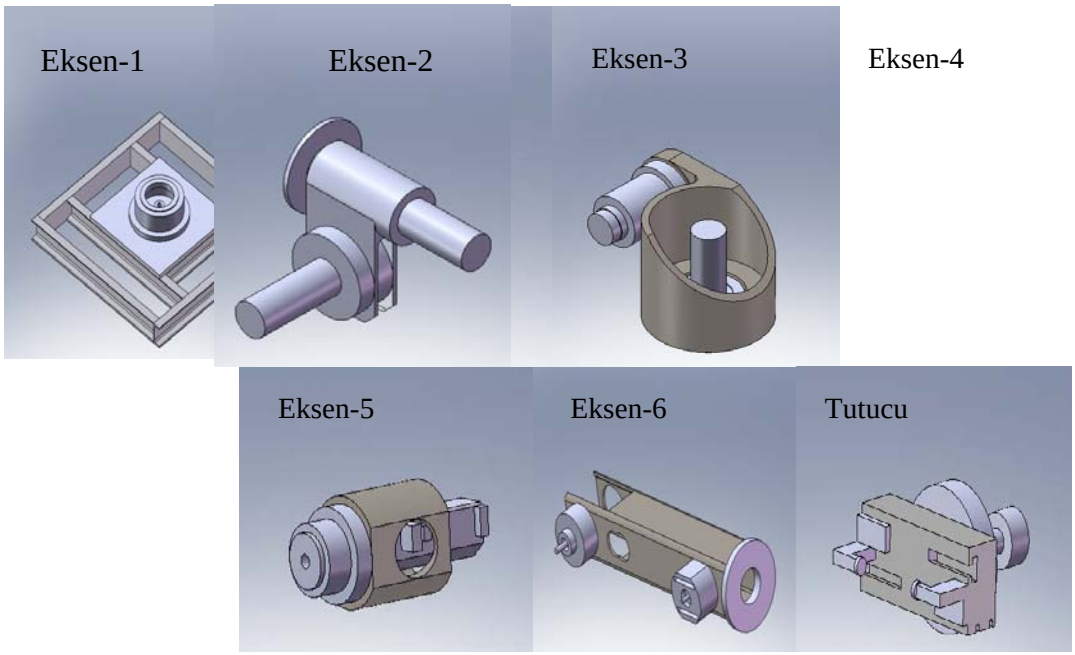


Şekil 1. Basitleştirilmiş robot modeli

6 eksenli robotun ana montajını meydana getiren alt montajlar oluşturulmuştur (Şekil 2). Alt montajlardaki yüzeyler üzerine referans eksen ve referans düzlem tanımlanarak birbirine göre bağıl hareket eden parçalara montaj ilişkisi verilir. Böylece SolidWorks programı bağıl hareket eden parçalar arasına döner bağ tanımlamasını yapar.

## 3. HAREKET ANALİZİ

Robotun pozisyonu, hareketli uç noktanın pozisyonuna bağlı olarak tanımlanır. Uç noktanın artımlı pozisyon vektörü $\mathbf{q_{ei}} = [x_i, y_i, z_i, \theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{zi}]^T$ şeklindedir. Burada $x_i$, $y_i$, ve $z_i$ yer değiştirmeler ve $\theta_{xi}$, $\theta_{yi}$ ve $\theta_{zi}$ ise uç noktanın sırasıyla x, y ve z yönlerine göre bir önceki konumundan olan artımlı dönme açılarıdır. Artımlı deplasman için zaman adımı $t_i = [t_1, t_2]$ olarak tanımlanır, burada $t_1$ hareketin başlangıç zamanı ve $t_2$ ise hareketin bitiş zamanıdır. Mesafeler mm cinsinden, zamanlar ise saniye cinsinden verilmiştir.



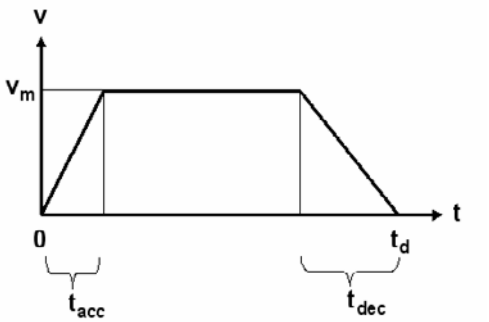

Şekil 2. Robotun alt montajları

Motorun hız vektörü $\dot{\mathbf{q}}_{mi}(t)= [\dot{\theta}_{1i}(t), \dot{\theta}_{2i}(t), \dot{\theta}_{3i}(t), \dot{\theta}_{4i}(t), \dot{\theta}_{5i}(t), \dot{\theta}_{6i}(t)]^T$ olarak tanımlanmıştır. Burada $\dot{\theta}_{1i}(t)$, $\dot{\theta}_{2i}(t)$, $\dot{\theta}_{3i}(t)$, $\dot{\theta}_{4i}(t)$, $\dot{\theta}_{5i}(t)$ ve $\dot{\theta}_{6i}(t)$ sırasıyla 1, 2, 3, 4, 5 ve 6. eksenler için zamana bağlı motor hızlarını ifade eder.Uç noktanın başlangıç pozisyonu $\mathbf{q}_{es}= \mathbf{q}_{ea}+\mathbf{q}_{is}$ olarak tanımlanmıştır, burada ilk terim montaj pozisyon vektörünü ifade eder.İkinci terim ise başlangıç pozisyonu için artımlı deplasman vektörüdür ve $\mathbf{q}_{is}= [x_{is}, y_{is}, z_{is}]^T$ olarak ifade edilmiştir.Montaj pozisyon vektörü ise $\mathbf{q}_{ea}=[-944.44,1003.52,-163.74]^T$ şeklindedir.

Robota yaptırılacak hareket için veritabanı uç noktası bilgisini ve hareket adımları için $\mathbf{q}_{es}$, $\mathbf{q}_{ei}$ ve $\mathbf{t}_i$ vektörlerinin bilgisini içerir.Örnek bir hareket girdisi aşağıda verilmiştir.

0,4,-400,-800,0,0,0,0

Burada, $t_1$=0s başlangıç zamanı, $t_2$=4s bitiş zamanı, $x_1$=-400mm, $y_1$=-800mm, $z_1$=0mm, $\theta_{x1}=0^o$, $\theta_{y1}=0^o$ and $\theta_{z1}=0^o$ dir. Uç nokta VisualBasic programında oluşturulan entegrasyon yazılımı sayesinde trapez hız profilini takip eder (Şekil 3).

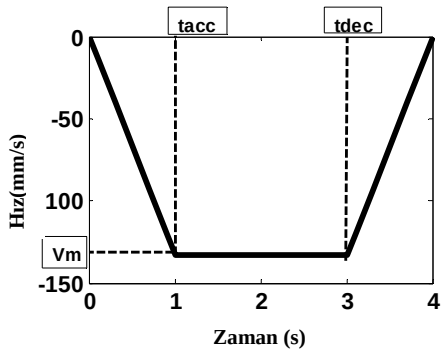



Şekil 3. Trapez hız profili

### 3.1 Ters Kinematik Analizi

Ters kinematik analizde, artımlı pozisyon vektörü $\mathbf{q}_{ei}$ verilir ve zamana bağlı motor hızları $\dot{\mathbf{q}}_{mi}(t)$ bulunur. Altı motor için CosmosMotion programında z ekseni etrafındaki dönmeler serbest bırakılır ve uç nokta için tanımlanan x,y ve z eksenlerindeki öteleme ve dönme bileşenleri hız moduna ayarlanır. Entegrasyon programında uç noktanın hareketi için oluşturulan zamana bağlı hız verisi CosmosMotion programında "Spline" fonksiyonu kullanılarak girilir ve ters kinematik analiz için hareket gerçekleştirilir. Entegrasyon programında uç noktanın hareketi için oluşturulan zamana bağlı hız profili örneği x yönündeki ötelenme için Şekil 4'de verilmiştir. Uç noktanın

hareketini tanımlayan hareket girdisi Tablo 3'de verilmiştir.

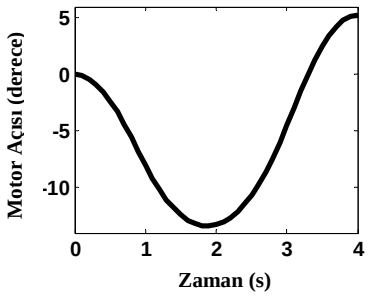



Şekil 4. x yönündeki öteleme için hız profili

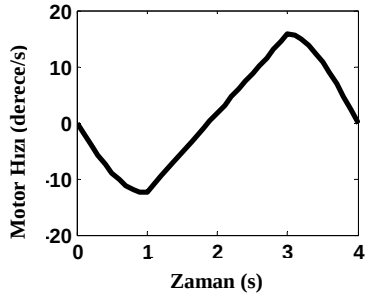
Tablo 3. Örnek hareket girdisi

| | Adım-1 | |
|---|---|---|
| $q_{es}$ | $t_i$ | $q_{ei}$ |
| [172.84,1010.26,-164.14]$^T$ | [0,4] | [-400,-800,0,0,0,0] |

CosmosMotion programında ters kinematik analizi gerçekleştirildikten sonra zamana bağlı motor açıları ve motor hızları entegrasyon yazılımı tarafından dosyaya kaydedilir. Tablo 3'de verilen hareket girdisi için 3. motora ait zamana bağlı açı ve hız grafiği Şekil 5'te verilmiştir.

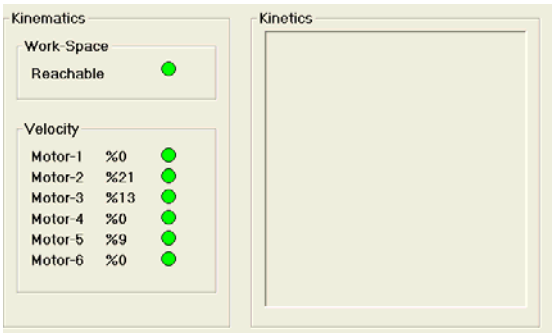



Şekil 5. a) 3. Motorun açı grafiği




Şekil 5. b) 3. Motorun hız grafiği

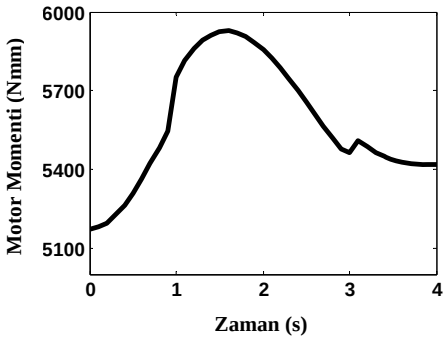
Entegrasyon yazılımı gerçek sistemdeki robotun hareketi ve motor hızlarını simülasyon sonuçları ile karşılaştırarak robotun çalışma uzayı içerisinde kalıp kalmadığını değerlendirir ve hareket esnasında motor hızlarının gerçek sistemdeki motorların maksimum hızlarına oranını yüzde olarak verir. Verilen hız girdisi için VisulBasic programında geliştirilen entegre yazılımın ters kinematik analizi sonuçları Şekil 6'da verilmiştir.




Şekil 6. Entegre yazılımda kinematik analizin değerlendirilmesi

### 3.1 İleri Kinetik Analizi

İleri kinetik analizde, ters kinematik analizinde bulunan zamana bağlı motor hızları tekrar CosmosMotion programına entegrasyon yazılımı tarafından girdi olarak verilerek bağ kuvvetleri ve motor torkları bulunur. CosmosMotion programında uç noktanın hareketini tanımlayan x,y ve z eksenlerindeki öteleme ve dönme bileşenleri serbest bırakılarak, altı motor için zamana bağlı motor hızları "Spline" fonksiyonu kullanılarak entegre yazılım tarafından girilir. İleri kinetik analiz yapılarak motor torkları ve bağ kuvvetleri grafiği elde edilir. 3. motor için elde edilen zamana bağlı motor torku grafiği Şekil 7' de verilmiştir.




Şekil 7. 3. Motorun tork grafiği

İleri kinetik analizi CosmosMotion programında gerçekleştirildikten sonra entegre yazılım zamana bağlı bağ kuvvetleri ve motor torkları verisini dosyaya kaydeder ve gerçek sistemdeki verilerle karşılaştırır. Simülasyon sonucunda elde edilen her bir bağ kuvvetinin ve motor torkunun gerçek sistemdeki maksimum bağ kuvveti ve motor torkuna oranını hesaplar ve program arayüzünde bu değerleri yüzde olarak verir. Robotun hareketinin en uygun şartlarda gerçekleştirmesi için grafikteki değerlerin %50 değerinin altında olması hedeflenmiştir. Bu limit altında kalan değerler yeşil renk ile gösterilir. Eğer hesaplanan oran %50 ile %100 değerinin arasında kalıyorsa kahverengi ile, %100 limitini aşan oranlar ise kırmızı renk ile ifade edilir. Şekil 8'de ileri kinetik analiz sonucunun entegrasyon yazılımı tarafından grafiksel değerlendirilmesi verilmiştir.




Şekil 8. Kinetik analizin değerlendirilmesi

## 4. HAREKET KONTROLÜ

Servo motorların SSCNET ağıyla kontrolü için Adlink PCI-8366 motor kontrol kartı kullanılmıştır [10].Tahrik ve kontrol sistemi, Tablo 4 te verilen 6 adet Mitsubishi Electric servo motor ve sürücüleri ile motor kontrol kartını içeren bir kişisel bilgisayardan oluşur. İlk sürücü ile motor kontrol kartı arasında kontrol sinyallerini taşıyan SSCNET kablosu bağlıdır. 2 ile 3, 3 ile 4, 4 ile 5 ve 5 ile 6 numaralı sürücüler arasında da SSCNET kabloları mevcuttur. 6 numaralı sürücüde SSCNET sonlandırıcı vardır. Kontrol kartı bilgisayara yazılımı ile tanıtılıp kendi programıyla konfigürasyonu yapılır. Motor kontrol yazılımının çalışması için Adlink firmasının sunduğu kontrol kartının komutlarını içeren "mdsp.bas" modülü eklenmeli ve kartın başlangıç ayarları programlanmalıdır.

Tablo 4.Tahrik Sistemi

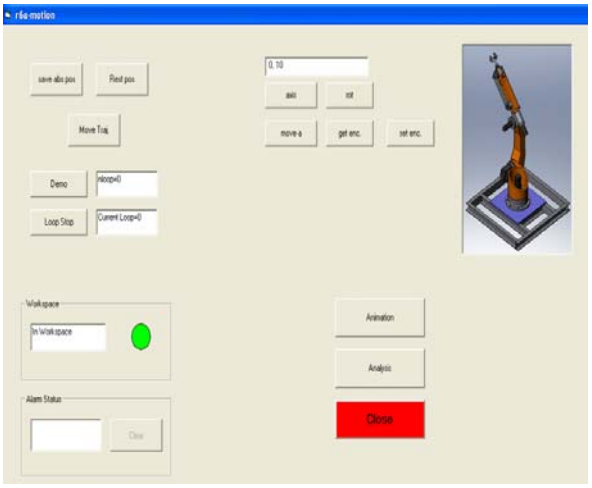
| Eksen | Servo motor[a]/Sürücü[a] | Moment (Nm) | Dişli ünitesi[b]/ Dişli oranı |
|---|---|---|---|
| 1 | HC-KFS73B/ MR-J2S-100B | 2.4 | HFUC-40-80/ 80 |
| 2 | HC-SFS102B/ MR-J2S-70B | 4.78 | HFUC-40-100/ 100 |
| 3 | HC-KFS43B/ MR-J2S-40B | 1.3 | HFUC-32-100/ 100 |
| 4 | HC-KFS23B/ MR-J2S-20B | 0.64 | HFUC-20-80/ 80 |
| 5 | HC-KFS13B/ MR-J2S-10B | 0.32 | HFUC-20-80/ 80 |
| 6 | HC-KFS50B/ MR-J2S-10B | 0.16 | HFUC-14-80/ 80 |

[a] Mitsubishi Electric [8] , [b]Harmonic Drive [9]

Robota yaptırılması istenen hareket entegre yazılım tarafından CosmosMotion programında gerçekleştirildikten sonra sırasıyla ters kinematik analiz ve ileri kinetik analizi değerlendirilerek, gerçek robota hareketin gönderilmesi için simülasyondan elde edilen zamana bağlı motor hızları aşağıda verilen komutla dosyaya yazdırılır.

Call elem.ExportCSVFile (fl)

Elde edilen motor hızları radyan/saniye cinsinden olduğu için yazılım otomatik olarak bütün değerleri derece/saniye formatına çevirir. Daha sonra program arayüzünde "Motion" butonuna basılarak yazılımın hareket kontrol kartı PCI-8366 ile haberleşmesini sağlar ve 6 motor sürücüsünü de aktif hale getirir. Hareket kontrolünün sağlandığı program arayüzü şekil 9 da verilmiştir.




Şekil 9. Hareket kontrol arayüzü

Bu arayüz üzerinde, manuel kontrol ve hareket kontrol için farklı butonlar bulunmaktadır. Manuel kontrolde, motor

numarası ve hareket etmesi istenilen açı bilgisi girilip "move-a" butonuna basıldığında program Adlink kartı üzerinden ilgili motora dönmesi gereken açı bilgisini pulse cinsinden gönderir. Manuel kontrol için "start_tr_move" komutu kullanılmaktadır.

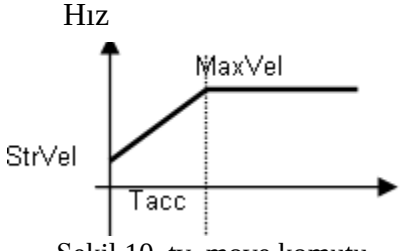
Program arayüzünde bulunan "save abs pos." butonu motorların üzerinde bulunan enkoderlerden bulunduğu pozisyona ait pulse bilgisini kendi sürücülerine sırasıyla kaydeder ve aynı zamanda bu değerleri bir dosyaya yazdırır. Bu komut sayesinde robot herhangi bir nedenle bulunduğu konumu kaybederse "Rest pos." butonuna basılarak ayarlanmış konumuna geri döner. Robotun hareketi esnasında önüne engel çıkması sonucu motor torklarını aşması ya da sürücüde meydana gelen bir arıza sonucu durması halinde "Alarm Status" ekranında hangi sürücüde arızanın oluştuğu ve arıza nedeni gösterilir.

Hareket kontrolü için hareket kontrol kartının özelliklerinden olan tek eksen hızlanma(single axis velocity motion) ve hareket esnasında hız değiştirme(change velocity on the fly) fonksiyonları kullanılmıştır. Tek eksen hızlanma fonksiyonu ekseni verilen başlangıç hızından istenilen ivmelenmeyle hareket ettirerek verilen maksimum hıza ulaşmasını sağlayan "tv_move" komutunu kullanır (Şekil 10).

tv_move (Axis, StrVel, MaxVel, Tacc)

Burada;

Axis: eksen numarası
StrVel: başlangıç hızı
MaxVel: maksimum hız
Tacc: hızlanma zamanını ifade eder.

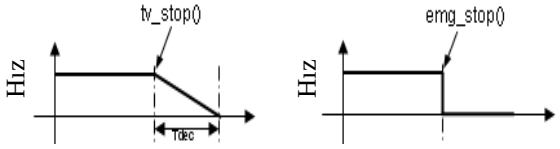



Şekil 10. tv_move komutu

Hareket esnasında hız değiştirme fonksiyonu aşağıdaki komutları kullanır.

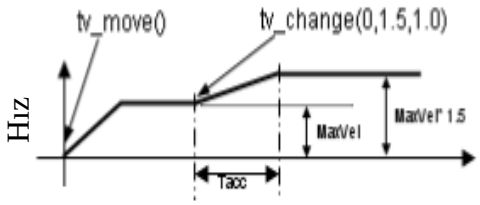
tv_change (Axis, SpeedFactor, Tacc)
tv_stop (Axis, Tdec)
emg_stop (Axis)

"tv_stop" komutu, seçilen ekseni verilmiş olan yavaşlama ivmesi ile durdurur. "emg_stop" komutu seçilen ekseni anlık olarak durdurmaya yarar (Şekil 11).




Şekil 11. a)tv_stop b)emg_stop komutları

"tv_change" komutu seçilen eksenin hızını hareket esnasında verilmiş olan ivmelenme süresi ile değiştir. İkinci parametre olarak verilen hız faktörü mevcut hızın yeni hızına ulaşması gereken hız katsayısını ifade eder. Örneğin, seçilen eksen tv_move komutu ile 10 mm/saniye hızla hareket ettirilir ve tv_change komutu ile hız faktörü 1.5 olarak girilirse motorun yeni hızı olan 10*1.5=15mm/saniye hızla dönmeye devam eder (Şekil 12).




Şekil 12. tv_change komutu

Simülasyon sonucu elde edilen zamana bağlı hızlarla gerçek robotun hareketini sağlamak için kullanılan "Move Traj" butonuna basıldığında entegre yazılım aşağıdaki adımları uygular.

1- Entegrasyon yazılımı 6 motora ait zamana bağlı hız verilerini dosyadan okur ve her eksen için maksimum hızları bularak gerçek motorun maksimum hızını geçip geçmediğini kontrol eder. Eğer simülasyon sonucu elde edilen maksimum hız gerçek motorun maksimum hızını aşıyorsa program "Aşırı Hız" uyarısı verir ve çalışmayı durdurur.

2- SolidWorks programında gerçekleştirilen simülasyon 0.1 saniye aralıklarla hareketi

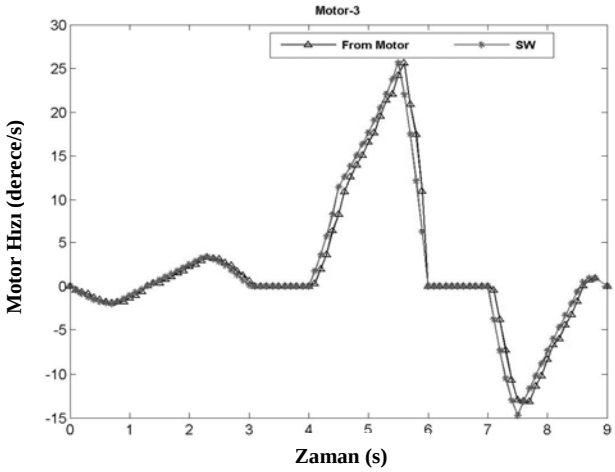
sağlamaktadır. Hareket girdisi veritabanında robotun hareketinin süresi 9 saniye olarak girilmiştir. İlk başlangıç zamanı da ele alınırsa toplam 91 adet zamana bağlı hız datası elde edilmelidir ve robotun hareketi sağlandıktan sonra her 0.1 saniye aralıklarla hızların değiştirilmesi gerekmektedir. Bunun için 6 motorun tv_move komutu ile harekete başlanması sağlanmış ve simülasyon sonucu elde edilen hız verilerine göre her 0.1 saniye aralıklarla elde edilen yeni hızlara ulaşması için entegre yazılım tarafından hız faktörleri her bir motor için hesaplanmıştır.

3- Robot harekete başladığı andan itibaren (t=0 s.) her motorun hız datası motorlar üzerinde bulunan enkoderler sayesinde 0.1 s. aralıklarla entegre yazılım tarafından eşzamanlı olarak alınıp her bir motor için dosyaya yazdırılır. Örnek program aşağıda verilmiştir.

```
For naxis = 0 To 5
a = get_velocity(naxisa(naxis), vel_enc, vel_com)
Print #naxis + 1, t(naxis, 1), Round((vel_enc / kpuls(naxis)), 5), Round((vel_com / kpuls(naxis)), 5), vel(naxis, 1)
Next naxis
```

Şekil 13. Motorlardan hız bilgisinin alınması

Hareket tamamlandıktan sonra motorlardan alınan zamana bağlı hız dataları ile simülasyon sonucu elde edilen hız dataları her bir motor için aynı grafikte çizdirilerek sapma miktarları gözlemlenmiştir. 3. motor için–deneysel ve simülasyon hız verisi Şekil 14 te gösterilmiştir.




Şekil 14. Gerçek motordan ve simülasyondan elde edilen hız grafiği

Servo motorlar için elde edilen grafikte simülasyon hız verisi ile gerçek motorların hız verileri arasındaki maksimum sapmalar hesaplanmıştır (Tablo 5).

Tablo 5. Hız grafiğindeki sapmalar

| | Maksimum Sapma Oranı (%) |
|---|---|
| Motor-1 | 0.0134 |
| Motor-2 | 0.1285 |
| Motor-3 | 0.0639 |
| Motor-4 | 0.0005 |
| Motor-5 | 0.115 |
| Motor-6 | 0.0279 |

## 5. SONUÇLAR

Mekatronik sistemler bilgisayar destekli tasarım ve analiz programlarının VisualBASIC API olanakları kullanılarak tasarlanıp analiz edilebilir. Hareket analizinde ters kinematik analizi sonucu bulunan veriler motor kontrolünde kullanılır. VisualBASIC ile kontrol edilebilen motor kontrol sistemi yazılımı hareket analizine bütünleştirilir.

Bu çalışmada 6 eksenli bir robotun SolidWorks programında modeli kurulmuş, uç noktaya bir görev tanımlanarak robotun kinematik ve kinetik çalışma uzayları değerlendirilmiştir.

Ters kinematik analizi sonucu her bir servo motorun zamana bağlı hız verisi alınmış ve bu veriler gerçek sisteme Adlink PCI-8366 hareket kontrol kartı üzerinden gönderilmiştir. Robotun hareketi esnasında her motordan hız verisi simülasyon zaman adımıyla eşzamanlı olarak alınmış ve simülasyon verisi ile gerçek sistemdeki motorlardan alınan hız verisi değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlarda robotun uç noktasının hedeflenen pozisyona maksimum %0.1285 sapma ile gittiği ve gönderilen hız eğrisini yüksek hassasiyetle takip ettiği gözlemlenmiştir.

SolidWorks programında modelleme yapmak, hareket simülasyonunu gerçekleştirmek, simülasyon sonuçlarını kinematik ve kinetik çalışma uzayları yönünden değerlendirmek ve gerçek sisteme hareketi sağlamak amacıyla geliştirilen entegrasyon yazılımı, diğer özel tasarlanmış endüstriyel robot veya sistemlere uygulanabilir.

## 6. KAYNAKLAR

1. Yavuz, Ş., Trajectory planning of a six axis serial robot based on dynamic analysis, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2012.
2. Akdağ, M., Karagülle, H., Malgaca, L. "An integrated approach for simulation of mechatronic systems applied to a hexapod robot.", Mathematics and Computers in Simulation, 82(5), *s.*818-835,2011.
3. http://www.neecontrols.com/pc-based-machine-control.html.
4. Hasan, A. T., Hamouda, A.M.S., Ismail, N., Al-Assadi, H.M.A.A., An adaptive-learning algorithm to solve the inverse kinematics problem of a 6 D.O.F serial robot manipulator, Advances in Engineering Software, 37, s.432–438, 2006.
5. Angeles, J., Ma O., An algorithm for the inverse dynamics of *n*-axis general manipulators using Kane's equations, Computers & Mathematics with Applications, 17(12), s.1545–1561, 1989.
6. Nguyen, C.C., Pooran, F.J., Kinematic analysis and workspace determination of a 6 dof ckcm robot end-effector, Journal of Mechanical Working Technology, 20, s.283–294, 2003
7. SolidWorks Corporation, www.solidworks.com.
8. Mitsubishi Electric Automotion Inc., www.mitsubishi-automation.com.
9. Harmonic Drive AG, www.harmonicdrive.de.
10. Adlink Technology Inc., www.adlinktech.com.

# BOŞTA HAREKET DOĞRUSALSIZLIĞI BULUNAN, GÖREVE UYUMLU KONTROL YÜZEYLERİNİN ÇIRPMA YÖNÜNDEN İNCELENMESİ

Levent Ünlüsoy

Türk Hava Kurumu Üniversitesi, Havacılık ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Uçak Mühendisliği Bölümü, 06790, Ankara
Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü, 06800, Ankara

lunlusoy@thk.edu.tr

Yavuz Yaman

Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü, 06800, Ankara

yyaman@metu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada kontrol yüzeyleri göreve uyumlu olarak şekil değiştirebilen bir kanadın, açık kesitli kontrol yüzeylerine ait bağlantılardan kaynaklı olarak ortaya çıkan boşta hareket davranışının (free-play), kontrol yüzeyi ve kanadın çırpma özellikleri (flutter) üzerindeki etkileri incelenecektir. Çalışma kapsamında sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak kanadın eş-direngenlik ve eş-ağırlık özellikleri hesaplanacak ve bu özellikler kullanılarak üç serbestlik dereceli bir çırpma modeli oluşturulacaktır. Model içerisinde yer alan aerodinamik yükler, Theodorsen tarafından geliştirilen durağan olmayan aerodinamik çözüm kullanılarak hesaplanacaktır. Öncelikle Fortran programlama dili kullanılarak geliştirilen bir çırpma çözücüsü kullanılarak, oluşturulan çırpma modelinin doğrusal çırpma sonuçları elde edilecektir. Bunu takiben modele boşta hareket doğrusalsızlığı eklenecek ve armonik dengeleme yöntemi (Harmonic Balance Method) temeliyle geliştirilen çözücü yardımıyla doğrusal almayan çırpma sonuçları hesaplanacaktır. Çalışmada doğrusal ve doğrusal olmayan çırpma sonuçları karşılaştırılarak boşta hareket doğrusalsızlığının göreve uyumlu kontrol yüzeylerinin ve onlara sahip kanatların çırpma hızları üzerindeki etkileri değerlendirilecektir.

**Anahtar Kelimeler:** Çırpma, Doğrusal Olmayan Yapı Dinamiği, Şekil Değiştiren Hava Araçları, Armonik Dengeleme Yöntemi

# FLUTTER ANALYSIS OF MISSION ADAPTIVE CONTROL SURFACES WITH FREE-PLAY NONLINEARITY

## ABSTRACT

In this study, the effect of free-play nonlinearity on the flutter speed, due to the open section, morphing control surfaces of a mission adaptive wing is investigated. By using the finite element results of the wing model, equivalent stiffness and mass values of a three degrees of freedom flutter model was constructed. The aerodynamic loads inside the model was computed by using the unsteady aerodynamic theory of Theodorsen. For the solution of linear system of equations a Fortran program will be developed and used. Following this, the free-play nonlinearity will be integrated into the system by conducting harmonic balance method, and a code developed will be used in order to solve the nonlinear system of equaitons. Finally, the results of linear and nonlinear

systems will be compared and the effect of the free-play nonlinearity on the flutter speed of a mission adaptive wing will be evaluated.

**Keywords:** Flutter, Nonlinear Structural Dynamics, Morphing Aircraft, Harmonic Balance Method

## 1. GİRİŞ

Uçak kanatlarındaki kontrol yüzeyleri genellikle menteşeli olup; hidrolik sistemler ya da servo motorlarla kontrol edilmektedir. Menteşeli sistemler kilit mekanizmalarına sahip olduğu için boşta hareket durumu gözlemlenmemektedir. Bu çalışmada göreve uyumlu kontrol yüzeylerine sahip bir kanat inceleme altına alınmıştır. Bu kanadın kontrol yüzeyleri menteşeli olmamakla beraber, açık kesitli bir yapının raylı bir mekanizma ile birbiri üzerinde kayması ile hareket etmektedir. Hareket servo motorlarla sağlansa da, açık kesitli esnek yapıda yaklaşık ±2°lik boşta hareket varsayılabilecek bir doğrusalsızlık gözlemlenmiştir.

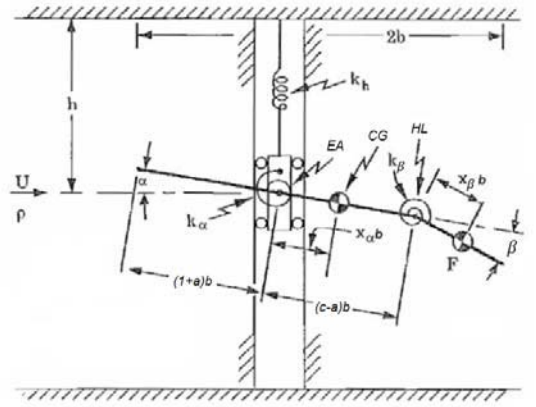
Bu çalışma kapsamında boşta hareket doğrusalsızlığının modellenmesinde armonik dengeleme yöntemi kullanılmıştır. Armonik dengeleme yöntemi aeroelastisite analizlerinde oldukça yaygın olarak kullanılan 3 serbestlik dereceli tipik kesit modelinin doğrusalsızlığa uyarlanması için kullanılmıştır.

Çalışma kapsamında doğrusal sistemin ve doğrusal olmayan sistemin çırpma yönünden kıyaslaması yapılarak; boşta hareket doğrusalsızlığının etkileri ortaya koyulmuştur.

## 2. YÖNTEM

Literatürde en sık rastlanan aeroelastisite çözüm yöntemlerinden biri tipik kesit modelidir. Tipik kesit modelinde uçak kanadının eş-direngenlik ve eş-kütle değerleri hesaplanarak matematiksel bir model oluşturulur. Oluşturulan bu modelde elastik merkez ve kütle merkezi noktaları da hesaplanır.

Bu çalışma kapsamında hazırlanan matematiksel model üç serbestlik derecesine sahiptir. Üç serbestlik dereceli tipik kesit modeli Şekil 1'de gösterilmektedir.




Şekil 1. Üç Serbestlik Dereceli Tipik Kesit Modeli [1]

Matematiksel modelin doğrusal hareket denklemleri çıkarıldığında elde edilecek olan denklem seti şu şekilde olacaktır;

$$m\ddot{h} + S_\alpha \ddot{\alpha} + S_\beta \ddot{\beta} + k_h h = -L$$

$$S_\alpha \ddot{h} + I_\alpha \ddot{\alpha} + [I_\beta + b(c-a)S_\beta]\ddot{\beta} + k_\alpha \alpha = M_{EA}$$

$$S_\beta \ddot{h} + [I_\beta + b(c-a)S_\beta]\ddot{\alpha} + I_\beta \ddot{\beta} + k_\beta \beta = H$$

Bu üç serbestlik dereceli hareket denklem setindeki değişkenlerden bazıları şöyle tanımlanabilir [2];

$h, \alpha$ and $\beta$ = genelleştirilmiş koordinatlar

$m$ = kanat toplam kütlesi

$m_\beta$ = kontrol yüzeyi kütlesi

$k_h, k_\alpha$ and $k_\beta$ = genelleştirilmiş koordinatlara ait eş-direngenlik değerleri

$b$ = veter boyunun yarısı

$c$ = veter ortası ile kontrol yüzeyi menteşe hattı arasındaki boyutsuz mesafe

$a$ = veter ortası ile elastik eksen arasındaki boyutsuz mesafe

$x_\alpha$ = kütle merkezi ile elastik eksen arasındaki boyutsuz mesafe

$x_\beta$ = kütle merkezi ile kontrol yüzeyi menteşe hattı arasındaki boyutsuz mesafe

$r_\alpha$ = tipik kesit modelinin elastik eksene göre boyutsuz atalet yarıçapı

$r_\beta$ = kontrol yüzeyinin kontrol yüzeyi menteşe hattına göre boyutsuz atalet yarıçapı

$S_\alpha$ = Tipik kesit modelinin elastik eksene göre statik kütle dengesizliği

$S_\beta$ = Tipik kesit modelinin kontrol yüzeyi menteşe hattına göre statik kütle dengesizliği

$I_\alpha$ = Tipik kesit modelinin elastik eksene göre kütle eylemsizlik momenti

$I_\beta$ – Kontrol yüzeyinin kotrol yüzey menteşe hattına göre kütle eylemsizlik momenti

$L$ = Kaldırma kuvveti

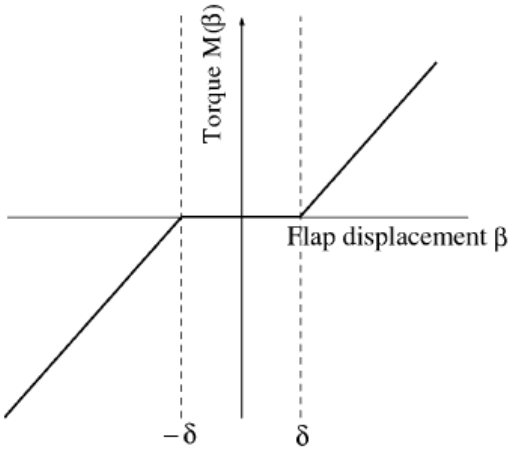
$M_{EA}$ = Elastik eksene göre yunuslama momenti

$H$ = Kontrol yüzeyi menteşe hattına göre kontrol yüzey momenti

Yukarıda bahsi geçen birçok değer sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak hesaplanabilmektedir. Kanadın hazırlanan sonlu elemanlar modeli kullanımı ile elde edilen değerlerin boyutsuz biçime getirildikten sonra kullanımı ile doğrusal model tamamen elde edilebilmektedir.

Doğrusal modeldeki aerodinamik yüklerin hesaplanmasında Theodorsen'in geliştirmiş olduğu durağan olmayan aerodinamik yük hesabı yöntemi kullanılmıştır [3].

Çalışma kapsamında doğrusal model armonik dengeleme yöntemi kullanılarak boşta hareket doğrusalsızlığına uyarlanmıştır. Bu yöntemi uygularken kontrol yüzeyinin, kontrol menteşe hattı çevresinde dönüş hareketi temel alınmıştır. Boşta hareket nedeniyle buradaki direngenliğin Şekil 2'deki gibi değiştiği varsayılmıştır.




Şekil 2. Boşta Hareket Doğrusalsızlığının Matematiksel Direngenlik Modeli [4]

Şekil 2'de gösterilen matematiksel model sembolik olarak şöyle gösterilebilmektedir.

$$M(\beta) = \begin{cases} \beta + \delta & \beta < -\delta \\ 0 & -\delta \leq \beta \leq \delta \\ \beta - \delta, & \delta < \beta \end{cases}$$

Bu matematil modelin doğrusal tipik kesit modeline aktarılması sonucunda elde edilecek olan doğrusal olmayan model çözüldüğünde elde edilen sonuçların çırpma hızı üzerindeki etkisi incelenebilecektir.

## 3. BOŞTA HAREKETİN MODELİNİN ARMONİK DENGLEME METODUYLA UYARLANMASI

Şekil 2'de gösterilen boşta hareket doğrusalsızlığının üç serbestlik dereceli tipik kesit modeline aktarılmasında armonik dengeleme yöntemi kullanılmıştır. Doğrusal olmayan direngenliğin armonik dengeleme ile aktarımı aşağıdaki gibi özetlenebilir.

Bu çalışmada açık kesit kontrol yüzeylerinin boşta hareketi üzerinde durulduğu için matematiksel model şöyle değiştirildiğinde daha manalı olacaktır.

$$H_N(\beta) = \begin{cases} \beta + \delta & \beta < -\delta \\ 0 & -\delta \leq \beta \leq \delta \\ \beta - \delta, & \delta < \beta \end{cases}$$

Eğer tek armonik çözüm varsayılacak olursa β değeri için şu söylenebilecektir.

$$\beta = B_s \sin \omega t + B_c \cos \omega t = B \sin(\omega t + \phi)$$

Bu varsayımdan yola çıkılarak $\psi = \omega t + \phi$ ile değişken değiştirildiği takdirde denklemin yeni biçimi şöyle olacaktır.

$$\beta = B \sin\psi$$

Bu noktada şu şekilde bir tanım yapmak her zaman mümkündür.

$$\delta = B \sin\psi_1$$

Bu ifade matematiksel olarak aşağıdaki biçimde de ifade edilebilmektedir.

$$\psi_1 = \sin^{-1}\frac{\delta}{B}$$

Bu denklem ve varsayımların yanı sıra yukarıda matematiksel olarak modellenen menteşe momenti Fourier serilerinin kullanımıyla şöyle açılabilmektedir.

$$H_s = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} H_N \sin\psi \, d\psi$$

$$H_c = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} H_N \cos\psi \, d\psi$$

Boşta hareket doğrusalsızlığı aslında matematiksel olarak bir parçalı fonksiyondur. Aynı zamanda da tam simetrik özelliklere sahip hafızasız bir parçalı fonksiyon olduğu da söylenebilir. Bu özellikler Fourier açılımına yansıtıldığında elde edilecek yeni denklemler şöyle olacaktır.

$$H_s = \frac{4}{\pi}\int_0^{\pi/2} H_N \sin\psi \, d\psi$$

$$H_c = \frac{4}{\pi}\int_0^{\pi/2} H_N \cos\psi \, d\psi = 0$$

Daha önce tanımlanan parametrelerin bu denklemlere yerleştirilmesi sonucunda doğrusal olmayan boşta hareket yükü son haliyle şöyle olacaktır.

$$H_s = 0 + \frac{4}{\pi}\int_{\psi_1}^{\pi/2} (\beta - \delta)\sin\psi \, d\psi$$

$$= \frac{4}{\pi}\int_{\psi_1}^{\pi/2} (B\sin\psi - \delta)\sin\psi \, d\psi$$

$$= -\frac{1}{\pi}\left[2\delta\sqrt{1-\left(\frac{\delta}{B}\right)^2} + B(2\psi_1 - \pi)\right]$$

Bu koşullarda armonik dengeleme yöntemi ile elde edilen boşta hareket doğrusalsızlık modeli şu biçimi almıştır.

$$H_N(\beta) \cong H_s(\beta)\sin\psi + H_c(\beta)\cos\psi$$

Bu doğrusal olmayan yük ile doğrusal tipik kesit modeli aşağıdaki gibi uyarlanabilir.

$$m\ddot{h} + S_\alpha\ddot{\alpha} + S_\beta\ddot{\beta} + k_h h = -L$$

$$S_\alpha\ddot{h} + I_\alpha\ddot{\alpha} + [I_\beta + b(c-a)S_\beta]\ddot{\beta} + k_\alpha\alpha = M_{EA}$$

$$S_\beta\ddot{h} + [I_\beta + b(c-a)S_\beta]\ddot{\alpha} + I_\beta\ddot{\beta} + H_N(\beta) = H$$

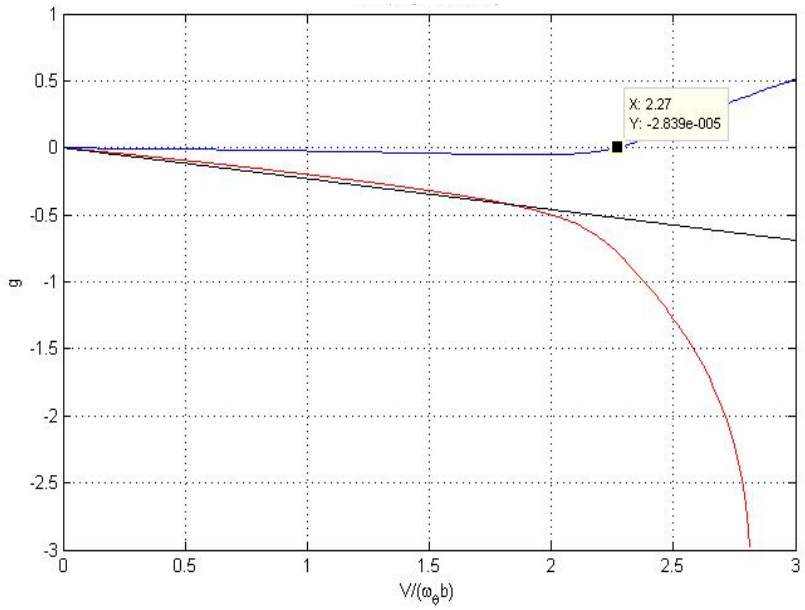
Bu modelin çırpma çözümünde kullanımı ile elde edilecek sonuçlar boşta hareket doğrusalsızlığının kontrol yüzeyi hareketine etkileri incelenebilecektir.

## 4. ELDE EDİLEN ÇÖZÜMLER

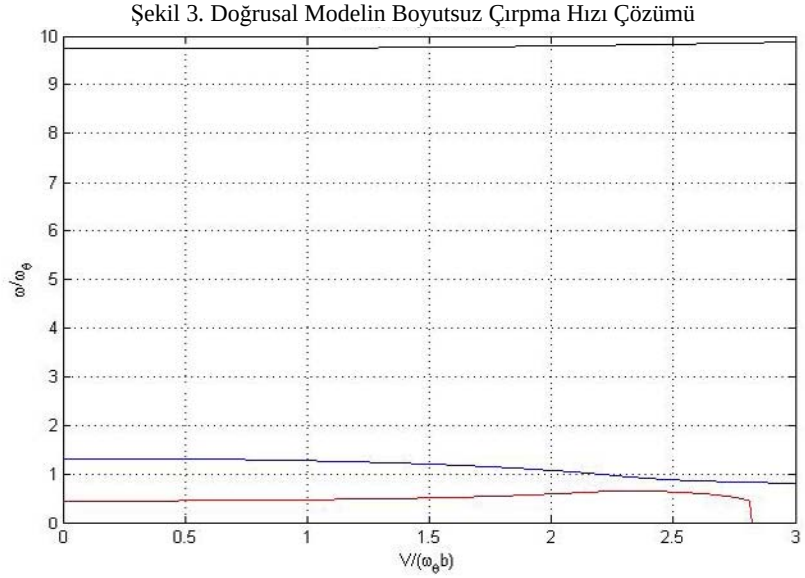
Doğrusal ve doğrusal olamyan modeller için FORTRAN programlama dili kullanılarak yazılan kodlarda çözümler oluşturulmuş, elde edilen sonuçlar Matlab programında çizdirilmiştir. Bu çalışmada kullanılan eş-direngenlik ve eş-kütle değerlerinin beraberinde, kütle eylemsizlik momenti ve atalet momenti yarıçapı gibi değerler yazarlardan Levent Ünlüsoy'un yüksek lisans tezin çalışmasından alınmıştır [5].

Doğrusal sistemin çözümüyle elde edilen boyutsuz sonuçlar Şekil 3 ve Şekil 4'te verilmiştir.

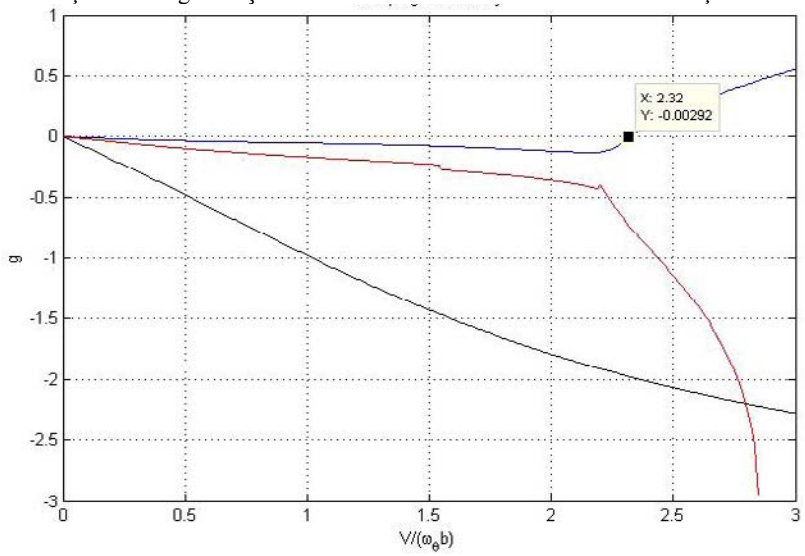
Doğrusal olmayan sistemin çözümü ise Şekil 5 ve Şekil 6'da sunulmuştur.



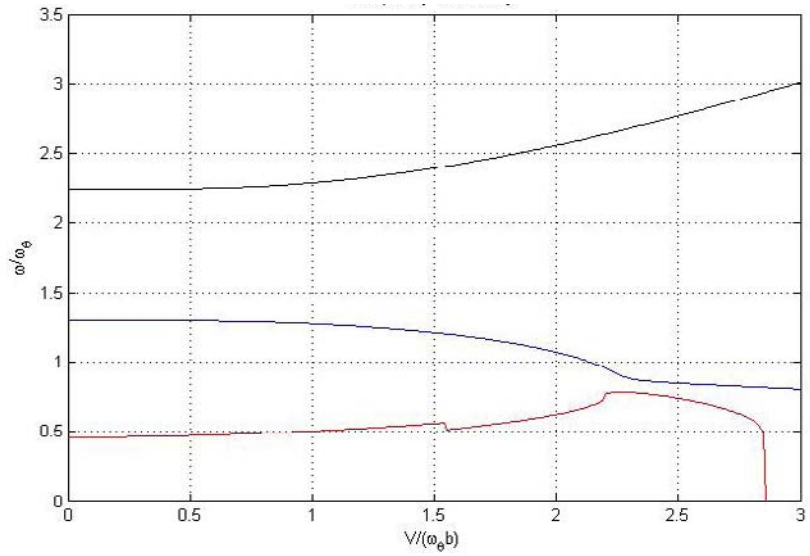

Şekil 3. Doğrusal Modelin Boyutsuz Çırpma Hızı Çözümü




Şekil 4: Doğrusal Çözümde Aeroelastik Modların Birbirine Yaklaşması




Şekil 5. Boşta Hareket Doğrusalsızlığı ile Uyarlanan Modelin Çırpma Çözümü




Şekil 6. Doğrusal Olmayan Çözümde Aeroelastik Modların Birbirine Yaklaşması

## 5. SONUÇ

Boşta hareket doğrusalsızlığının kontrol yüzeyleri üzerindeki etkisi açık kesit, göreve uyumlu kanat tasarımlarıyla beraber gündeme gelmiştir. Bu etkinin incelenmesi için doğrusal ve doğrusal olmayan sistemler bu çalışma kapsamında çırpma analizi için kullanılmışlardır. Bir önceki başlık altında verilen sonuçlarda görülebileceği gibi boyutsuz olarak değerlendirildiğinde çırpma hızına etkinin %2.2 gibi düşük bir değer olduğu görülmektedir. Fakat bu değer yalın olarak düşünülmemelidir. Çırpma hızı grafiklerinin yanısıra verilen aeroelastik modların birbirine yaklaşım grafikleri karşılaştırıldığında kontrol yüzeyine ait modun boşta hareket doğrusalsızlığının etkisiyle kayda değer derecede azaldığı görülmektedir. Bu da daha düşük frekanslarda kontrol yüzeyinin aerodinamik veriminin azalacağını gösteren bir etkendir.

Doğrusalsızlık etkisindeki en önemli faktör denklem içinde yer alan $\delta$ değeridir. Bu değerinin büyümesiyle birlikte çırpma çözümünde kontrol yüzeyi modu diğer modlara yaklaşacak ve çırpma hızında ani bir değişim olacaktır. Bu değişimin gözlemleneceği sistemlerin çözümünde analitik devam içeren farklı yöntemlerin kullanımı gerekecektir, çünkü, doğrusal olmama etkisinin artmasıyla çırpma hızı grafiklerinde terse dönme eğilimi görülmektedir. Bu çalışmada kullanılan kanadın özellikleri incelendiğinde $\pm 2^{\circ}$lik ($\pm 0.035$ radyanlık) boşta hareketin bu etkiyi doğuracak seviyede olmadığı anlaşılmıştır.

## 8. KAYNAKLAR

1.Bryson, A. E., “Control of Spacecraft and Aircraft”, Princeton University Press, 1994.

2.Güçlü Seber, Levent Ünlüsoy, Evren Sakarya, “Flutter Characteristics of a Typical Section Model with a Trailing Edge Control Surface”, AIAC2009, 5. Ankara International Aerospace Conference, Paper No: AIAC-2009-072, 17-19 August, 2009, METU, Ankara, TURKEY

3.Theodorsen T., “General Theory of Aerodynamic Instability and the Mechanism of Flutter”, NACA Report No.496, 1935.

4.Liu. L, Dowell, E. H., “Harmonic Balance Approach for an Airfoil with a Freeplay Control Surface”, AIAA JOURNAL, Vol. 43, No. 4, April 2005

5.Unlusoy, L., “Structural Design and Analysis of the Mission Adaptive Wings of an Unmanned Aerial Vehicle”, MSc. Thesis, February 2010, METU

# TAM ARABA MODELİNİN TİTREŞİM ANALİZİ İÇİN MODEL İNDİRGENMESİ

Ömer GÜNDOĞDU[a], M.Raci AYDIN[a], Murat BALCI[b]

[a] Atatürk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 25240, ERZURUM
[b] Bayburt Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 69000, BAYBURT

omergun@atauni.edu.tr, muhammet.aydin@atauni.edu.tr, mbalci@bayburt.edu.tr

## ÖZET

Mühendislik sistemlerine ait çoğu matematiksel modeller, karmaşık tabiatlı olmalarına bağlı olarak çok sayıda diferansiyel denklemlerle ifade edilirler ve dolayısıyla analiz ve simülasyonları meşakkatli, zaman alıcı ve bazen mümkün değildir. Bu nedenle yüksek mertebeden modelleri, orijinal modellerinin çoğu özelliğini koruyacak şekilde daha düşük yaklaşık modelleriyle değiştirmek arzu edilir. Bu çalışmada titreşim analizi için, sürücü koltuğuyla birlikte bir tam araba modeli, daha düşük mertebeden bir modele genetik algoritmalar kullanılarak indirgenmiştir. Çalışmada kullanılan parametre değerleri doğrudan literatürden alınmış ve yeni parametrelerle elde edilen sonuçlar, orijinal modelle kıyaslanarak orijinal taşıt davranışını en iyi temsil eden model tespit edilmeye çalışılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Model indirgeme, tam araba modeli, taşıt titreşimi

# MODEL REDUCTION OF A FULL CAR MODEL FOR VIBRATION ANALYSIS

## ABSTRACT

Most of the mathematical models for engineering systems involve in a large number of differential equations due to the complexity in their nature, and hence, their analysis and simulations are tedious, time consuming, and sometimes unfeasible. Consequently, it is desirable to replace higher order models with their approximate lower order counterparts in such a way to preserve the most important aspects of the original models. In this study, a full car model with driver seat for vibration analysis was reduced to a lower order model using genetic algorithms. The parameter values used in the study are directly taken from the literature, and the results obtained from new parameter values were compared with the original model to search a model better imitate the original vehicle behaviour.

**Keywords:** Model reduction, full car model, vehicle vibration

## 1. GİRİŞ

Taşıt süspansiyon sistemleri son yıllarda büyük önem kazanmış ve süspansiyon sistemlerinin tasarım, kontrol ve en iyileme çalışmaları belirgin bir ilerleme kaydetmiştir [1]. Süspansiyon sistemleri, genel olarak sürücüye konfor sağlamak maksadıyla tasarlanmakla birlikte arabanın kararlılığını sağlayan önemli etkenlerden biridir [2].

Taşıt süspansiyonları ile ilgili çalışmalar, pasif [1, 3], yarı-aktif [4-5] veya aktif [2, 6] süspansiyon kategorilerine ayrılabilir. Pasif süspansiyon sistemlerinde yay ve sönüm katsayıları sabit tutulmasına rağmen yarı aktif durumda sönüm yol durumuna göre değiştirilebilmekte ve kontrol edilebilmektedir. Aktif süspansiyon sistemlerinde ise ilave bir kuvvet sürücüsü tekerlekler ile gövde arasına yerleştirilmekte ve yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimleri kontrol maksatlı ek bir kuvvet uygulanmaktadır. Aktif ve yarı aktif sistemler, pasif sistemlere göre daha iyi süspansiyon performansı sergilemelerine rağmen daha ağır, karmaşık, pahalı ve kısa ömürlüdür. Daha yüksek güvenilirliklerine ve daha kolay tamir edilebilmelerine bağlı olarak pasif süspansiyon sistemleri oldukça ucuzdur ve otomobil endüstrisinde hala yaygın olarak kullanılmaktadırlar [1,7].

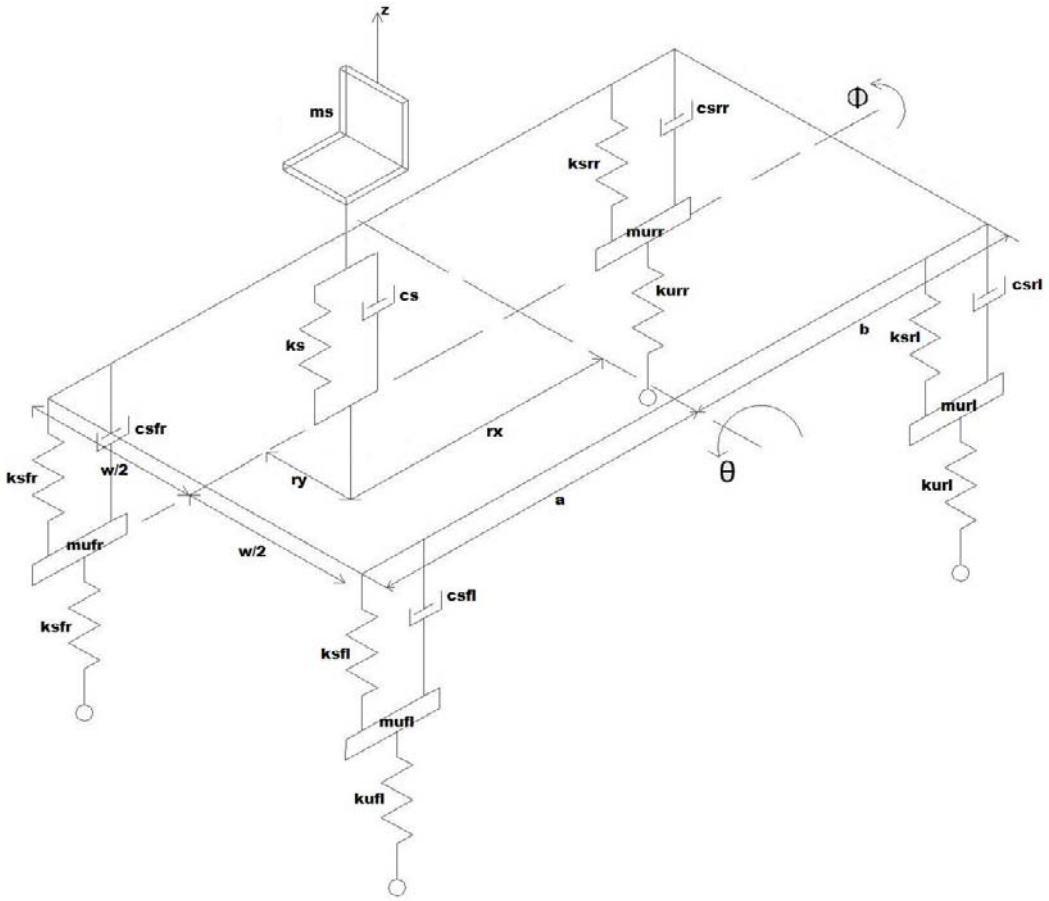
Çalışma amacına göre çeyrek, yarım veya tam araba modellerine rastlamak mümkündür. Sürüş kalitesi analizleri, kontrolcü tasarımları, kullanım ve güvenlik çalışmaları açısından taşıt modellerinin yeterli seviyede ve gerçek durumu en iyi yansıtıyor olması beklenir. Örneğin süspansiyon çalışmaları için çeyrek, fren performansı için yarım ve daha ileri analizler için tam araba modellerinin kurulması yaygın uygulamalardandır [8].

Çoğu araştırmada çeyrek araba modeli, aktif süspansiyon tasarımı [9] ve biyomekanik analizlerde [10] kullanılmıştır. Bilinen haliyle çeyrek araba yaklaşımı iki kütleli basit bir model olup çoğu çalışmada –özellikle- iki dominant modu elde yetmede yeterli görülmüştür [11]. Dört süspansiyonun, bu şekilde bir birinden ayrı düşünülmesi gerçek davranışı makul seviyede temsil etse de çeyrek araba modeli kafa vurma ve yuvarlanma yönlerindeki titreşimleri göz önüne almaz. Bu çalışmada, yalnızca bu dönel yöndeki titreşimleri değil aynı zamanda koltuğun da titreşimleri göz önüne alınarak daha basit bir model elde edilmeye çalışılmıştır.

Ayrıca iki kütleli model yaklaşımına dayanan çalışmalarda yay ve sönüm katsayılarının mevcut olduğu düşünülür ve bu çalışmalar literatürdeki hazır bu katsayıları kullanırlar. Halbuki bu katsayılar, bileşenlerin değerleri üzerinden elde edilmişlerdir. Aynı şekilde salınımsız kütle de süspansiyon sistem bileşenlerinin kütlelerinin toplamından elde edilmiştir. Halbuki etkin parametreler, süspansiyon sisteminin yalnızca statiğini değil aynı zamanda dinamiğini de yansıtmalıdır ve gerçekte bu parametrelerin bulunması gerekir [11]. Bu makalede de benzer şekilde, sistemin dinamiği göz önüne alınarak çeyrek araba parametrelerinin yeniden tespitine çalışılmıştır.

## 2. MATEMATİK MODEL

İncelenen tam araba modeli (Şek. 1), sürücü koltuğu ile birlikte sekiz serbestlik derecesine sahiptir. Serbestlik derecelerinden ikisi, şasenin $x$ ve $y$ eksenleri etrafındaki kafa vurma ve yuvarlanma hareketlerini de içermektedir.




Şekil 1. Sürücü koltuğu ile birlikte tam arabanın fiziksel modeli

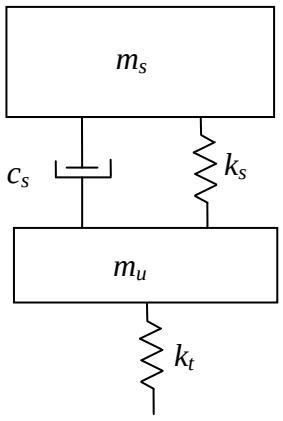
Şekil 1'de verilen tam araba fiziksel modeline ait matematiksel modeli, Newton'un ikinci hareket kanunu kullanılarak elde edilebilir ve durum uzayları şeklinde

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (1)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \quad (2)$$

ile ifade edilebilirler. Burada **A** sistemin durum matrisi, **B** girdi matrisi, **C** çıktı matrisi ve **D** doğrudan iletim matrisi olarak adlandırılırken; **x** durum vektörü, **y** çıktı vektörü ve **u** girdi vektörü olarak adlandırılır [12]. Model parametreleri Tablo 1'de verilmiştir [13].

Sürücü koltuğunun dört tekerden gelen tahrike, yalnızca düşey yöndeki titreşimlere değil aynı zamanda kafa vurma ve yuvarlanma yönlerindeki titreşimlere de cevap verecek şekilde düşünülmüştür. Önerilen düşük mertebeli sistem cevabının da orijinal modeli en iyi temsil edecek şekilde parametrelerinin seçilmesi gerekir. Bu maksatla önerilen iki serbestlik derecesine sahip sistem Şekil 2'de verilmiştir.




Şekil 2.Önerilen iki serbestlik dereceli çeyrek araba modeli

Tablo 1. Tam araba model parametreleri[13]

| Parametre | Tanım | Değer | Birim |
|---|---|---|---|
| $M$ | Yaylanmalı kütle | 1500 | kg |
| $m_u$ | Yaylanmasız kütleler | 59 | kg |
| $m_s$ | Koltuk kütlesi | 75 | kg |
| $I_x$ | Ana gövde ataleti | 460 | kg.m$^2$ |
| $I_y$ | Ana gövde ataleti | 2160 | kg.m$^2$ |
| $c_{sf}$ | Ön süspansiyon sabiti | 100 | N.s/m |
| $c_{sr}$ | Arka süspansiyon sabiti | 1100 | N.s/m |
| $c_s$ | Koltuk süspansiyon sabiti | 2000 | N.s/m |
| $k_{sf}$ | Ön yay sabiti | 35000 | N/m |
| $k_{sr}$ | Arka yay sabiti | 38000 | N/m |
| $k_u$ | Tekerlek sabiti | 190000 | N/m |
| $k_s$ | Koltuk yay sabiti | 100000 | N/m |
| $w$ | Araba genişliği | 2 | m |
| $a$ | Kütle merkezinin ön tekere uzaklığı | 1.4 | m |
| $b$ | Kütle merkezinin arka tekere uzaklığı | 1.7 | m |
| $r_x$ | Kütle merkezinden koltuğa $x$ mesafesi | 0.42 | m |
| $r_y$ | Kütle merkezinden koltuğa $y$ mesafesi | 0.45 | m |

Parametrelerin tespitinde, yüksek mertebeli sistemin, sürücü tarafında ve ön tekerlekten verilen impuls girdisine koltuğun cevabı ile düşük mertebeli sistemin impuls cevapları arasındaki farkın karesini en aza indirgeyecek bir amaç fonksiyonu

$$f = \min \sum (y_{yüksek} - y_{düşük})^2 \qquad (3)$$

şekilde önerilmiş ve genetik algoritmalar kullanarak en iyileme yapılmıştır. Elde edilen parametreler, impuls ve frekans cevabını elde etmek için kullanılmıştır.

Amaç fonksiyonu, birçok lokal minimuma sahip olabilir ve dolayısıyla global minimumu bulmada daha yüksek şansa sahip olan Genetik algoritmaların optimizasyonların kullanılması tercih edilmiştir. Genetik algoritmalar, genetik bilimi ve evrim teorisine dayanan arama algoritmalarıdır. Dolayısıyla genetik algoritma literatüründe kullanılan gen (bit), kromozom (bit dizisi) ve popülasyon (yapılar) gibi terminolojinin çoğu, biyolojiden uyarlanmıştır [14].

Genetik algoritmalar, hesap maliyeti açısından daha zor olan türev bilgisi gerektirmeyip yalnızca fonksiyon değerleri üzerinden çalıştıkları için optimizasyon çalışmalarında geniş uygulama alanı bulmuşlardır. Genetik algoritmalar, geniş bir bölge üzerinde yayılmış nokta popülasyonu üzerinde hesaplamalar yaptıkları için global minimayı yakalamada bir noktadan diğerine belirli bir matematik kuralı ile ilerleyen diğer yöntemlere göre daha büyük şansa sahiptirler. Dolayısıyla genetik algoritmalar haricindeki metotların başlangıç noktalarına yakın lokal minimuma yakalanma ihtimalleri daha yüksektir [15]

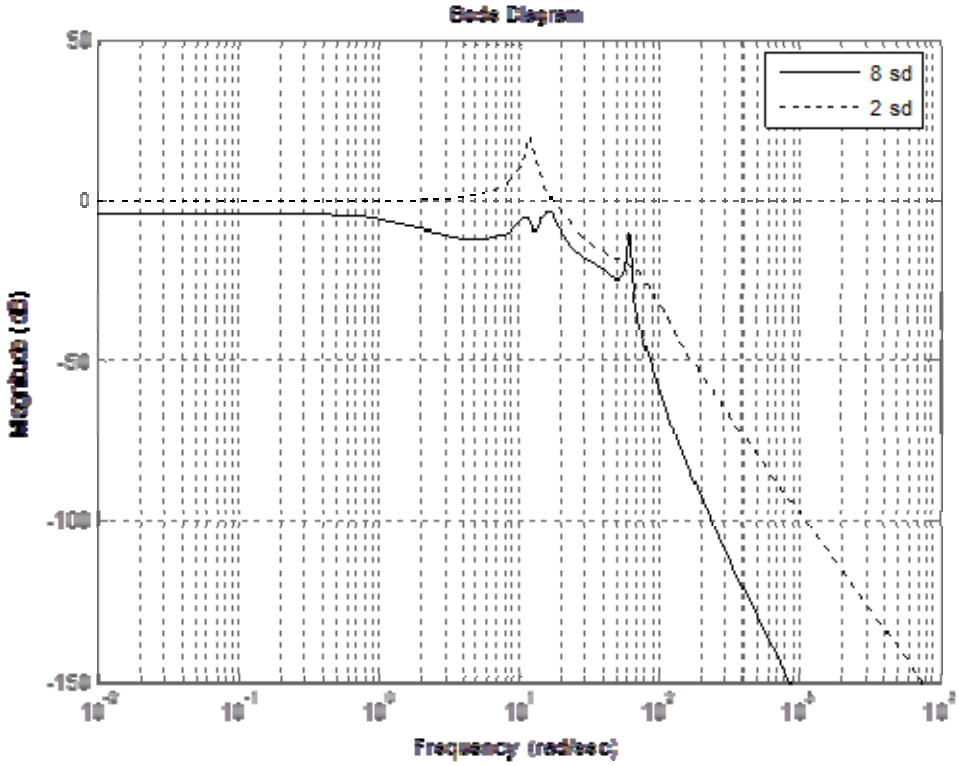
Genetik algoritmalar üzerine daha geniş bir bilginin sunulması bu makalenin kapsamı dışında olup, bu konuda yazılmış Michalewicz [14] ve Goldberg [15] gibi birçok kaynağa başvurulabilir.

## 3. SONUÇLAR

Ön-sol tekerleğe uygulanan bir impuls girdisinin sürücü koltuğunda neden olduğu frekans cevabı Şekil 3'te sunulmuştur. Önerilen modelin impuls cevabının orijinal modelin impuls cevabına en yakın sonucu vermesi için yapılan en iyilemelerde elde edilen parametreler Tablo 2'de, ve bu parametrelerle elde edilen frekans cevabı da yine Şekil 3'te verilmiştir.

Tablo 2. Çeyrek araba modeline ait parametreler

| **Parametre** | **Tanım (Birim)** | **En iyileme** |
|---|---|---|
| $m_s$ | Yaylanmalı kütle (kg) | 400 |
| $m_u$ | Yaylanmasız kütle (kg) | 45 |
| $c_s$ | Süspansiyon katsayısı (N.s/m) | 1 900 |
| $k_s$ | Süspansiyon yay katsayısı (N/m) | 110 000 |
| $k_t$ | Teker yay katsayısı (N/m) | 130 000 |




Şekil 3. Frekans cevabı

## 4. TARTIŞMA

Bu çalışma, tam bir arabanın sürücü koltuğuyla birlikte modelinin iki serbestlik dereceli daha düşük bir modele genetik algoritmalar kullanarak model indirgenmesiyle ilgilidir. İndirgenme yapılırken yalnızca arabanın statik değerleri üzerinden bir indirgeme yapılmamış aynı zamanda arabanın dinamiği de hesaba katılmıştır.

En iyilemelerde sekiz serbestlik dereceli orijinal model ile iki serbestlik dereceli indirgenmiş modelin impuls cevapları arasındaki farkı en aza indirecek bir yöntem önerilmiş ve global minimumu yakalamada

daha yüksek olasılığa sahip genetik algoritmalar kullanılmıştır.

Model indirgenirken, model karmaşıklığının basite indirgenmesi ve hesap maliyetinin en aza indirgenmesi amaçlanır. Ancak düşük mertebeli sistemin eşdeğer parametreleri

gerçek durumu mümkün olduğunca iyi temsil etmesi ve gerçek davranıştan ödün verilmemesi gerekir. Sonuçlar göz önüne alındığında, önerilen sistemin asıl sistemin en önemli iki frekansını yakaladığı gözlenmiştir. Yüksek mertebeli sistemin ilk iki düşük rezonansı birbirine çok yakın olup düşük mertebeli sistemde bu iki frekans tek bir frekansla temsil edilmiştir. Diğer yüksek frekans da yine elde edilmiştir.

Sonuç olarak bu çalışmayla elde edilen düşük mertebeli araba modeli, tam arabanın sürücü koltuğu ile birlikte gerçek davranışını temsil edebilme kabiliyetine sahip olup biyomekanik çalışmalarında sürücünün biyomekaniğini de içeren modellerle birlikte kullanılabilirler.

## 5. REFERANSLAR

1. Li, T. H. S., Kuo, Y. P., "Evolutionary algorithms for passive suspension systems" JSME Int. J., Series C, 43, s. 537-544, 2000.
2. Yeh, E. C., Tsao, Y. J., "Fuzzy control for Active Suspension Design, in 'Fuzzy Logic Technology and Applications' (ed. R. J. Marks II)", IEEE Technical Activities Board, Pitscataway, s.109-114, 1994.
3. Sharp, R. S., Crolla, D. A., "Road vehicle suspension system design- a review, Vehicle System Dynamics", 16, s.167-192, 1987.
4. Kitching, K. J., Cole, D. J., Cebron, D., "Performance of a semi-active damper for heavy vehicles", J. Dyn. Sys. Meas. Cont. Trans. ASME, 122, s.498-506, 2000.
5. Bouazara, M., Richard, M. J., "An optimization method designed to improve 3-D vehicle comfort and road holding capability through the use of active and semi-active suspensions", Eur. J. Mech. A/Solids, 20,s.509-520, 2001.
6. Huang, S. J., Chao, H. C., "Fuzzy logic controller for a vehicle active suspension system", Proc. Instn. Mech. Eng., 214, s.1-12, 2000.
7. Sharp, R. S., Hassan, S. A., "The relative performance capabilities of passive, active, and semi-active car suspension systems", Proc. Instn. Mech. Eng., 200, s.219-228, 1986.
8. Ersal, T., Kittirungsi, B., Fathy, H. K., Stein, J. L., "Model reduction in vehicle dynamics using importance analysis", Vehicle System Dynamics, 47 (7), s.851-865, 2009.
9. Chantranuwathana, S., Peng, H., "Adaptive robust force control for vehicle active suspensions", Int. J. Adapt. Control Signal Process., 18, s.83–102. 2004.
10. Gundogdu, O., "Optimal seat and suspension design for a quarter car with driver model using genetic algorithms", International Journal of Industrial Ergonomics, 37 (4), s.327-332, 2007.
11. Kim, C., Ro, P. I., "Reduced order modelling and parameter estimatin for a quarter car suspension system", Proc. Instn. Mech. Engrs., 214 (D), s.851-864, 2000.
12. Ogata, K., Modern Control Engineering, 4th Editon, New Jersey, Prentice Hall, 2002.
13. Ikenaga, S., Lewis, F.L., Campos, J., Davis, L., "Active suspension control of ground vehicle based on a full-vehicle model", American Control Conference, v.6, Chicago, IL, 2000, s.4019 – 4024
14. Michalewicz, Z., Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs, Springer-Verlag, Berlin, Newyork, 1996.
15. Goldberg DE. Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning, Reading, Addison-Wesley, Massachusetts, 1989.

# HİBRİD PRES YAPILANMASI
# HAREKET TASARIMI-KİNEMATİK ANALİZİ

M. Erkan KÜTÜK, L. Canan DÜLGER

Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü 27310 Şehitkâmil / GAZİANTEP

mekutuk@gantep.edu.tr, dulger@gantep.edu.tr

## ÖZET

Hibrid sürücü sistemi büyük bir sabit hızlı motor ile küçük bir servo motorun hareketinin birleştirilmesidir. Burada sabit hızlı motor gerekli tork ve güç ihtiyaçlarını karşılarken, servo motor hareket üzerinde yapılacak değişiklikleri sağlar. Hibrid sürücülü makine sistemleri endüstride farklı uygulamalar için önerilmekte, özellikle metal şekillendirmede kesme, bükme, derin çekme ve dövme gibi işlemlerde kullanılmaktadır. Hibrid sürücülü sistemlerde beş çubuk, krank biyel, yedi çubuk ve dokuz çubuk yapılanmaları mevcuttur. Çalışmada metal şekillendirme sektöründe uygulanabilecek bir yapı düşünülmüş ve yedi çubuk mekanizması kullanılmıştır. Devre kapalılık denklemleri yardımıyla sistemin kinematik analizi yapılmış ve örnek olarak bir hareket senaryosu tasarımı üzerinde çalışılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** hibrid pres, kinematik analiz, mekanizma sentezi, hareket tasarımı

## HYBRID PRESS CONFIGURATION
## MOTION DESIGN –KINEMATIC ANALYSIS

## ABSTRACT

Hybrid drive system brings together the motion of a large constant velocity motor with a small servo motor. In these systems, the constant velocity motor provides the main torque and power requirements while the servo motor provides the modulations on the present motion. Hybrid machine systems are proposed for many industrial applications, especially in metal forming; like cutting, bending, deep drawing and forging. Different hybrid configurations with a five bar, slider crank, seven bar and nine bar are seen. A configuration based on a seven link mechanism is considered in the study. The kinematic analysis of the system is carried on by using loop closure equations and a motion scenario is studied for an example.

**Keywords:** hybrid press, kinematic analysis, synthesis of mechanisms, motion design

## 1.GİRİŞ

Endüstriyel uygulamalarda farklı hareket çıktıları elde etmek amacıyla geleneksel ya da programlanabilen makineler iki farklı teknikle kullanılmaktadır. Bu iki tekniğin de kendilerine göre avantaj ve dezavantajları mevcuttur. Geleneksel makinelerde güç üretmek amaçlı sabit hızlı motorlar kullanılmaktadır. Güç aktarımı için dişli, kayış veya zincir gibi makine elemanlarından faydalanılarak düzgün hareket çıktıları almak olasıdır. Düzgün olmayan hareket çıktıları elde etmek amacıyla kam ya da çubuk mekanizmaları sisteme adapte edilir. Fakat çubuk mekanizmalarının yüksek dönüş hızı, gürbüzlük ve dinamik performans gibi konularda kam mekanizmalarından daha iyi olduğu bilinmelidir. Geleneksel makineler volan kullanımı hem enerji dönüşümünde verimliliğin artırılması konusunda hem de enerji dalgalanmasının minimuma indirilmesi konusunda oldukça faydalıdır. Yüksek hızlara ulaşmak mümkündür.

Programlanabilir makineler ise servo motorlarla sürülen ve yeni nesil makineler olarak da bilinen sistemlerdir. Tasarımının kolaylığı ve programlanılabilirlik özellikleriyle kullanıcıya avantajlar sağlamaktadır [1]. Sistemde işlevsel bir değişiklik yapılmak istendiğinde köklü farklılıklar yapmaya gerek yoktur. Kontrol edilebilir AC ve DC servo motorlar ile düzgün olmayan hareket senaryoları doğrudan elde edilebilir. Bu motorların programlanabilme özelliği sayesinde hareketin kolaylıkla değiştirilebilmesiyle hale hazırda kullanılan bir makine işlevsel olarak yeni bir ürüne dönüştürülebilir. Bu özellik sayesinde mekanizmanın çıkış hareketi sadece servo motorun hareketinin değişmesiyle sağlanır. Böylece mekanizma esnek hareket sağlayıcısına dönüşür. Enerji kullanımı açısından geleneksel makineler kadar verimli değildir. Bunun yanı sıra yüksek tork gerektiren uygulamalardaki yüksek akım gereksinimi servo motorun limitlerini zorlayabilir. Hibrid makinelerin amacı iki farklı tekniği birleştirerek bu yöntemlerin avantajlarından yararlanabilmek ve dezavantajlarını en aza indirmektir [1-2]. Hibrid makine mantığında büyük bir sabit hızlı motor ile küçük bir servo motorun hareketi birleştirilir. Bu sistemde sabit hızlı motor gerekli tork ve güç ihtiyaçlarını karşılarken, servo motor hareket üzerinde yapılacak gerçek zamanlı modülasyonlara katkıda bulunur [3]. Hareket üretiminde hibrid sistemlerin pratik faydası, hibrid sistemdeki tork ve güç gereksiniminin direkt servo (servo motor + servo motor) sistemdeki tork ve güç gereksinimine kıyasla daha az oluşudur. Büyük yüklerin hareket ettirilmesinin gerekli olduğu durumlarda, doğrudan servo sürücülerin kullanılması halinde birden fazla yüksek kapasiteli motorun bir araya getirilmesi gerekir. Bununla beraber maliyetin üst noktalara çıkması kaçınılmazdır. Dolayısıyla bu tip uygulamalarda tork ve güç gereksiniminin azaltılması maliyeti düşürmektedir. Hibrid sistemler endüstride kesme, baskılama gibi işlemlerde kullanılmaktadır. Ayrıca hibrid sistemlerle ilgili beş çubuk, krank biyel ve yedi çubuk ve dokuz çubuk uygulamaları da bulunmaktadır [4, 5, 6].

Çalışmanın birinci bölümünde koç hareket tasarımı yapılmış, örnek hareket konum, hız ve ivme grafikleri ile gösterilmiştir. Diğer bölümlerde hibrid pres yapılanması, kinematik analizi ve ters çözümle servo motor girdileri bulunmuştur.

## 2. HAREKET TASARIMI

Bu bölümde koç uzvuna ait olan konum, hız ve ivme değerleri tasarlanmaktadır [7]. Tek bir hareket senaryosu sunulmuştur. Hareketin karakteristiği hızlı yükseliş, yavaş geri dönüş şeklindedir. Koçun kinematik özellikleri elde edildikten sonra, sabit hızlı motorun kinematik özellikleriyle ters kinematik analiz yöntemiyle birleştirilecek ve servo motora ait uzvun kinematik özellikleri elde edilecektir.

Hareketin tasarımı için beşinci dereceden polinom kullanılmıştır. Koç yer değiştirmesi (1) numaralı polinom ifadesiyle gösterilmiştir.

$$s = ft^5 + et^4 + dt^3 + ct^2 + bt + a \qquad (1)$$

Bu denklemin zamana göre bir defa türevinin alınmasıyla koç hız denklemi (2), iki defa türevinin alınmasıyla da koç ivme denklemi (3) elde edilmiştir.

$$\dot{s} = 5ft^4 + 4et^3 + 3dt^2 + 2ct + b \qquad (2)$$

$$\ddot{s} = 20ft^3 + 12et^2 + 6dt + 2c \qquad (3)$$

Tüm işlemler matris formunda ifade edilmek istenirse, (4) numaralı denklem elde edilir.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} 1 & t_i & t_i^2 & t_i^3 & t_i^4 & t_i^5 \\ 0 & 1 & 2t_i & 3t_i^2 & 4t_i^3 & 5t_i^4 \\ 0 & 0 & 2 & 6t_i & 12t_i^2 & 20t_i^3 \\ 1 & t_f & t_f^2 & t_f^3 & t_f^4 & t_f^5 \\ 0 & 1 & 2t_f & 3t_f^2 & 4t_f^3 & 5t_f^4 \\ 0 & 0 & 2 & 6t_f & 12t_f^2 & 20t_f^3 \end{bmatrix}}_{A} * \underbrace{\begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ e \\ f \end{bmatrix}}_{B} = \underbrace{\begin{bmatrix} p_i \\ v_i \\ a_i \\ p_f \\ v_f \\ a_f \end{bmatrix}}_{C}$$

A*B = C (4)

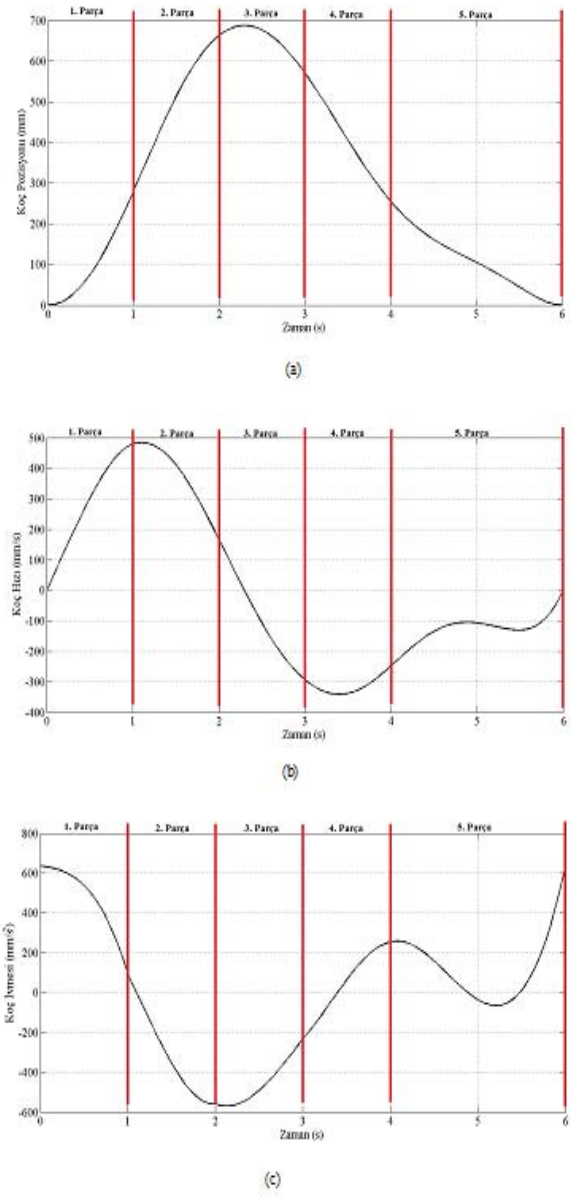
Bu denklemde $p_i$, $v_i$ ve $a_i$ sırasıyla başlangıç pozisyonu, hızı ve ivmesidir. $p_f$, $v_f$ ve $a_f$ sırasıyla bitiş pozisyonu, hızı ve ivmesidir. $t_i$ ve $t_f$ ise sırasıyla başlangıç ve bitiş zamanlarıdır. $a,b,c,d,e,f$ (1) numaralı denklemin katsayılarıdır. (4) numaralı denklemden yararlanılarak hareket süresinin, konumun, hızın ve ivmenin başlangıç ve bitiş değerlerinin yazılmasıyla (4) numaralı denklemdeki B matrisi katsayıları bulunur.

B=inv(A)*C (5)

Koç uzvunun kinematik karakteristiğinin karmaşıklık durumuna göre tüm hareket parçalara ayrılabilir. Bu toplam hareket süresinin parçalara ayrılması anlamına gelir. Her bir parçanın başlangıç ve bitiş süreleri ve konum, hız ve ivme değerlerinin başlangıç ve bitiş değerleri belirlenir. (4) numaralı denklem her bir parça için ayrı ayrı uygulanarak her bir parça için farklı bir B matrisi elde edilir (Tablo 2.). Böylece (1, 2, 3) numaralı denklemlerin kullanılmasıyla her bir parça için konum, hız ve ivme değerleri hesaplanır. Tüm parçalarda hesaplanan değerler sırasıyla birbiri ucuna getirilerek bütün hareket tamamlanmış olur. Parçaların sayısı ve parçaların hangi noktalarda başlayıp biteceği tasarlanacak hareketin karmaşıklığına ve tasarımcının seçimine bağlıdır.

### 2.1. Hareket Örneği

Tasarlanan koç hareketi hızlı yükseliş ve yavaş geri dönüş şeklindedir. Koçun kurs boyu 687 mm olup dakikada 10 tur yapacaktır. Yer değiştirme, hız ve ivme grafikleri Şekil 1.'de sunulmuştur.




Şekil 1. Koça ait Yer değiştirme, Hız ve İvme

Grafiklerde görüldüğü üzere, hareket beş parçadan oluşmaktadır. Her bir parçanın kinematik özellikleri Tablo 1.'de belirtilmiştir. Tablodaki bilgiler (4) numaralı denklemde doğrudan kullanılacaktır. Tablo parça sayısı, zaman aralığı, konum, hız ve ivme değerlerinin başlangıç ve bitiş değerlerinden oluşan sütunlara bölünmüştür. B matrisinin katsayıları ise Tablo 2.' de sunulmuştur. Bu değerlerin elde edilmesinde (5) numaralı denklemden faydalanılır.

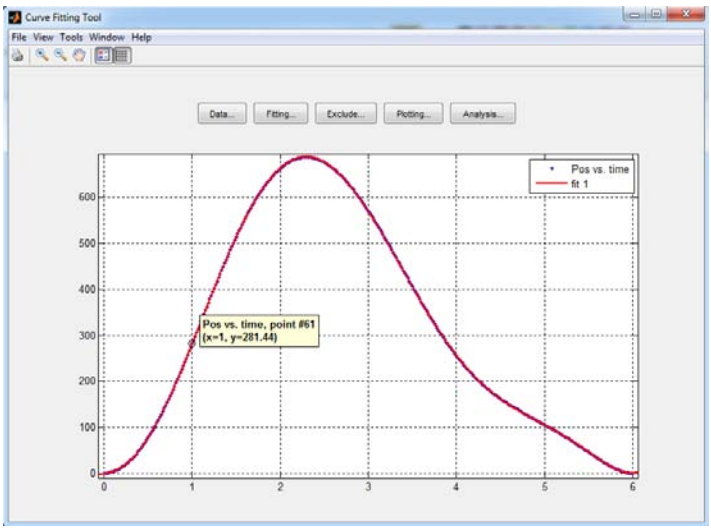
Tablo 1. Parçaların Kinematik Özellikleri

| **Parça Sayısı** | **Zaman Aralığı (s)** | **Pozisyon (mm)** | **Hız (mm/s)** | **İvme (mm/s$^2$)** |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 0≤ t ≤1 | 0 , 281.4 | 0 ,479.8 | 635.3 , 94.11 |
| 2 | 1≤ t ≤2 | 281.4 , 662.7 | 479.8 , 166.6 | 94.11 , -558 |
| 3 | 2≤ t ≤3 | 662.7 , 570.22 | 166.6 , -293.3 | -558 , -233 |
| 4 | 3≤ t ≤4 | 570.22 , 255.4 | -293.3 , -248.5 | -233 , 252.75 |
| 5 | 4≤ t ≤6 | 255.44 , 0 | -248.5 , 0 | 252.75 , 635.3 |

Tablo 2. B Matrisi Katsayıları

| **Parça Sayısı** | **B Matrisi Katsayıları** | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | **a** | **b** | **c** | **d** | **e** | **f** |
| 1 | 0 | 0,318 | 318,16 | -10,33 | 5,15 | 20,91 |
| 2 | 35,41 | 97,26 | 194,85 | 128,34 | 125,77 | 22,18 |
| 3 | 869,97 | 2105,23 | 2417,25 | 1033,26 | 187,33 | 12,40 |
| 4 | 5861,19 | 9262,93 | 6463,07 | 2155,88 | 339,44 | 20,39 |
| 5 | 40038,48 | 47474,7 | 21629,97 | 4809,11 | 525,23 | 22,60 |

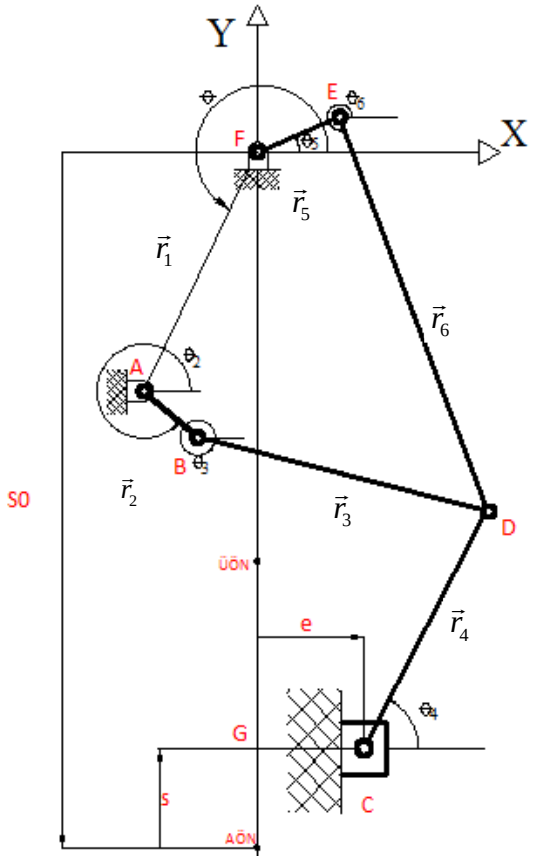
Hareket eğrilerinin düzgünleştirilmesi işleminde Matlab programının *'Curve Fitting'* Araç Kutusu kullanılabilmektedir [8]. Hareketin tamamının oluşturulması işleminden çok hareketi daha düzgün hale getirebilmek için kullanılan yardımcı bir yöntem olarak nitelendirilebilir. (4) numaralı denklem tabanında elde edilmiş veriler CF Araç Kutusuna aktarılır. Eğrilerin benzetimi işlemi birden farklı yöntemle yapılabilir. CF araç kutusu sayesinde işlenmiş eğrilerin entegrasyonu ve türev alınması gibi işlemleri yapmak da olasıdır. Bu opsiyonlar tasarımcı için yeni çözüm olanakları sunabilmektedir. CF Araç Kutusu' nda işlenmiş konum eğrisi Şekil 5' te sunulmuştur. İşlenmiş grafikler üzerinde yeni noktalar seçerek (bkz. Şekil 2.) (4) numaralı denkleme tekrar dönülüp konum, hız ve ivme denklemleri elde edilebilir.




Şekil 2. CF Araç Kutusu ile Düzenlenmiş Konum Eğrisi

## 3. HİBRİD PRES YAPILANMASI

Hibrid sürücülü mekanik pres yapılanması Şekil 1 de sunulmuştur**.** Sistem ABCDEF beş çubuk mekanizması üzerine ilaveten CD uzvu ve ona bağlı bir koçtan oluşur. Bir adet kayan mafsal mevcuttur. Yapılanmadaki diğer mafsallar döner mafsaldır. Uzuv boyları $r_1, r_2, r_3, r_4, r_5$ ve $r_6$ olarak simgelenmiştir. Şekilde $r_5$ krankı sabit hızlı motor ile sürülürken, $r_2$ krankı servo motor ile sürülmektedir. $r_1$ uzvu zemini ifade etmektedir. $\theta$, zemin uzvunun x ekseniyle saat yönünün tersi istikametinde yaptığı açı miktarıdır. AÖN ve ÜÖN sırasıyla alt ölü nokta ve üst ölü noktayı ifade etmektedir.




$$|\overrightarrow{AF}| = r_1,\ |\overrightarrow{AB}| = r_2,\ |\overrightarrow{BD}| = r_3,\ |\overrightarrow{CD}| = r_4$$
$$|\overrightarrow{FE}| = r_5,\ |\overrightarrow{ED}| = r_6$$

Şekil 3. Hibrid Pres Şematik Gösterimi

### 3.1. Mekanizma Kısıtlamaları ve Mekanizma Uzuv Boyutları

Koçun farklı hareket karakteristiklerini elde edebilmesi için krankların tam tur hareketi yapabilmesi gerekir. Mekanizma sentezinde çift krank mekanizması kısıtlamaları kullanılmıştır [9].

$$r_1 + r_2 + r_5 < r_3 + r_6$$
$$r_2 + r_5 + r_6 < r_1 + r_3 \quad (6)$$
$$r_2 + r_3 + r_5 < r_1 + r_6$$

Bu kısıtlamalar ve Şekil 1. (a, b, c) de sunulan koç kinematiğinin göz önüne alınmasıyla mekanizma uzuv boyutları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 3. Hibrid Pres Mekanizma Uzuv Boyutları

| $r_1$ | $r_2$ | $r_3$ | $r_4$ | $r_5$ | $r_6$ | $e$ | $\theta$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 530 | 200 | 650 | 900 | 170 | 800 | 6 | 245 |

Uzuv boyutlarının ve zemin açısı θ' nın birimleri sırasıyla mm ve derecedir.

## 4. HİBRİD PRESİN TERS KİNEMATİK ANALİZİ

Şekil 3.'te şematik diyagramı verilmiş olan hibrid pres mekanizmasına ait iki adet devre kapalılık denklemleri vektörel olarak yazılmıştır [10];

$$\vec{r_5} + \vec{r_6} = \overrightarrow{FG} + \overrightarrow{GC} + \vec{r_4} \quad (7)$$
$$\vec{r_5} + \vec{r_6} = \vec{r_1} + \vec{r_2} + \vec{r_3} \quad (8)$$

Bu iki ifade Euler denklemleri ile gerçek kısım ve sanal kısım olarak gösterilir. Euler denklemi (9) numaralı denklemde belirtilmiştir [11].

$$e^{i\theta} = \cos\theta + i\sin\theta \quad (9)$$

(7) ve (8) numaralı denklemler gerçek ve sanal kısımlar olarak ayrı ifadelerle belirtilerek (10, 11, 12, 13) denklemleri elde edilir.

$$r_5\sin\theta_5 + r_6\sin\theta_6 = S_0 + s + r_4\sin\theta_4 \quad (10)$$
$$r_5\cos\theta_5 + r_6\cos\theta_6 = e + r_4\cos\theta_4 \quad (11)$$
$$r_5\cos\theta_5 + r_6\cos\theta_6 = X_A + r_2\cos\theta_2 + r_3\cos\theta_3 \quad (12)$$
$$r_5\sin\theta_5 + r_6\sin\theta_6 = Y_A + r_2\sin\theta_2 + r_3\sin\theta_3 \quad (13)$$

Hibrid mekanizmanın genel hız ifadeleri (10), (11), (12) ve (13) numaralı denklemlerin zamana göre türevlerinin alınmasıyla elde edilir. Bu ifadeler (14), (15), (16) ve (17) numaralı denklemler olarak belirtilmiştir.

$$r_5 w_5 \cos\theta_5 + r_6 w_6 \cos\theta_6 = \dot{s} + r_4 w_4 \cos\theta_4 \quad (14)$$

$$r_5 w_5 \sin\theta_5 + r_6 w_6 \sin\theta_6 = r_4 w_4 \sin\theta_4 \quad (15)$$

$$r_5 w_5 \cos\theta_5 + r_6 w_6 \cos\theta_6 = r_2 w_2 \cos\theta_2 + r_3 w_3 \cos\theta_3 \quad (16)$$

$$r_5 w_5 \sin\theta_5 + r_6 w_6 \sin\theta_6 = r_2 w_2 \sin\theta_2 + r_3 w_3 \sin\theta_3 \quad (17)$$

Aynı işlem hibrid mekanizmanın genel ivme ifadelerini elde etmek için de kullanılır. (14), (15), (16) ve (17) numaralı denklemlerin zamana göre türevlerinin alınmasıyla (18), (19), (20) ve (21) numaralı denklemler elde edilir.

$$r_5\alpha_5 \cos\theta_5 - r_5 w_5^2 \sin\theta_5 - r_6 w_6^2 \sin\theta_6 + r_6\alpha_6 \cos\theta_6 = \ddot{s} - r_4 w_4^2 \sin\theta_4 + r_4\alpha_4 \cos\theta_4 \quad (18)$$

$$r_5 w_5^2 \cos\theta_5 + r_5\alpha_5 \sin\theta_5 + r_6\alpha_6 \sin\theta_6 + r_6 w_6^2 \cos\theta_6 = r_4 w_4^2 \cos\theta_4 + r_4\alpha_4 \sin\theta_4 \quad (19)$$

$$r_5\alpha_5 \cos\theta_5 - r_5 w_5^2 \sin\theta_5 + r_6\alpha_6 \cos\theta_6 - r_6 w_6^2 \sin\theta_6 = r_2\alpha_2 \cos\theta_2 - r_2 w_2^2 \sin\theta_2 + r_3\alpha_3 \cos\theta_3 - r_3 w_3^2 \sin\theta_3 \quad (20)$$

$$r_5\alpha_5 \sin\theta_5 + r_5 w_5^2 \cos\theta_5 + r_6 w_6^2 \cos\theta_6 + r_6\alpha_6 \sin\theta_6 = r_2\alpha_2 \sin\theta_2 + r_2 w_2^2 \cos\theta_2 + r_3\alpha_3 \sin\theta_3 + r_3 w_3^2 \cos\theta_3 \quad (21)$$

$r_1$, $r_2$, $r_3$, $r_4$, $r_5$, $r_6$, $\theta$ ve $e$ Şekil 1.'de gösterildiği üzere hibrid pres mekanizmasının ölçümsel parametreleridir. $X_A$ ve $Y_A$ ise sırasıyla A noktasının yatay ve dikey konumdur

$$X_A = r_1 \cos\theta$$
$$Y_A = r_1 \sin\theta \quad (22)$$

s koç uzvunun deplasman fonksiyonudur. $S_0$ ise $r_5, r_6$ ve $r_4$ uzuvlarının bir biri ucuna eklenip bir doğru oluşturması sonucu ulaşılan nokta olarak kabul edilir, (23) numaralı denklemde belirtilmiştir.

$$S_0 = \sqrt{(r_5 + r_6 + r_4)^2 - e^2} \quad (23)$$

Ters kinematik analizde $\theta_5$, $w_5$, $\alpha_5$ ve $s$, $\dot{s}$ ve $\ddot{s}$ değişkenleri sistemin girdi değerleridir. Temel amaç, servo motorun sırasıyla açısal yer değiştirme, hız ve ivme değerlerini simgeleyen $\theta_2, w_2, \alpha_2$ değişkenlerinin kinematik ifadelerini elde etmektir [12].

### 4.1. Konum Analizi

Devre kapalılık denklemlerinden, $r_2$ krankının açısal yer değiştirmesi (24) numaralı denklemde görüldüğü üzere $r_5$ krankının yer değiştirmesi ve s koç yer değiştirmesine bağlı bir fonksiyon olarak ifade edilebilir.

$$\theta_2 = f(\theta_5, s) \quad (24)$$

(10) ve (11) numaralı denklemler (25) ve (26) numaralı denklemler olarak yeniden düzenlenir.

$$r_4 \sin\theta_4 = r_5 \sin\theta_5 + r_6 \sin\theta_6 - S_0 - s \quad (25)$$

$$r_4 \cos\theta_4 = r_5 \cos\theta_5 + r_6 \cos\theta_6 - e \quad (26)$$

$\theta_4$ açısal değiştirmesini yok etmek amacıyla (25) ve (26) numaralı denklemlerin kareleri birbiri ile toplanır ve (27) numaralı denklem elde edilir [13].

$$A\sin\theta_6 + B\cos\theta_6 = C \quad (27)$$

Bu denklemdeki katsayılar (28, 29, 30) numaralı denklemlerde gösterilmiştir;

$$A = 2(S_0 + s)r_6 - 2r_5 r_6 \sin\theta_5 \quad (28)$$

$$B = -2r_5 r_6 \cos\theta_5 + 2er_6 \quad (29)$$

$$C = r_5^2 + r_6^2 + (S_0 + s)^2 + e^2 - r_4^2 - 2(S_0 + s)r_5 \sin\theta_5 - 2r_5 e\cos\theta_5 \quad (30)$$

$\beta = \tan(\theta_6 / 2)$ olsun. Buna bağlı olarak $\sin\theta_6 = \dfrac{2\beta}{(1+\beta^2)}$ ve $\cos\theta_6 = \dfrac{1-\beta^2}{1+\beta^2}$ olacaktır. (31) numaralı denklem elde edilir.

$$\beta = \frac{A + \sqrt{(A^2 + B^2 - C^2)}}{(B + C)} \quad (31)$$

Buna bağlı olarak $\theta_6$ açısı (32) numaralı denklemde ifade edilir.

$$\theta_6 = 2\tan^{-1}\left[\frac{A+\sqrt{(A^2+B^2-C^2)}}{(B+C)}\right] \quad (32)$$

$\theta_4$ denklemi ise (26) numaralı denklemden faydalanılarak (33) numaralı denklemde belirtilmiştir.

$$\theta_4 = \cos^{-1}\left[\frac{r_5\cos\theta_5 + r_6\cos\theta_6 - e}{r_4}\right] \quad (33)$$

(12) ve (13) numaralı denklemler (34) ve (35) numaralı denklemler olarak yeniden düzenlenir.

$$r_3\sin\theta_3 = r_5\sin\theta_5 + r_6\sin\theta_6 - Y_A - r_2\sin\theta_2 \quad (34)$$

$$r_3\cos\theta_3 = r_5\cos\theta_5 + r_6\cos\theta_6 - X_A - r_2\cos\theta_2 \quad (35)$$

$\theta_3$ açısal değiştirmesini yok etmek amacıyla (34) ve (35) numaralı denklemlerin kareleri birbiri ile toplanır ve (36) numaralı denklem elde edilir.

$$D\sin\theta_2 + E\cos\theta_2 = F \quad (36)$$

Bu denklemdeki katsayılar (37, 38, 39) numaralı denklemlerde gösterilmiştir;

$$D = -2(2r_2r_5\sin\theta_5 - 2r_2Y_A + 2r_2r_6\sin\theta_6) \quad (37)$$

$$E = -2(2r_2r_5\cos\theta_5 + 2r_2r_6\cos\theta_6 - 2r_2X_A) \quad (38)$$

$$F = r_3^2 - r_5^2 - r_2^2 - r_6^2 - {X_A}^2 - {Y_A}^2 + 2Y_Ar_6\sin\theta_6 + 2Y_Ar_5\sin\theta_5 - 2r_5r_6\cos(\theta_5-\theta_6) + 2X_Ar_5\cos\theta_5 + 2X_Ar_6\cos\theta_6 \quad (39)$$

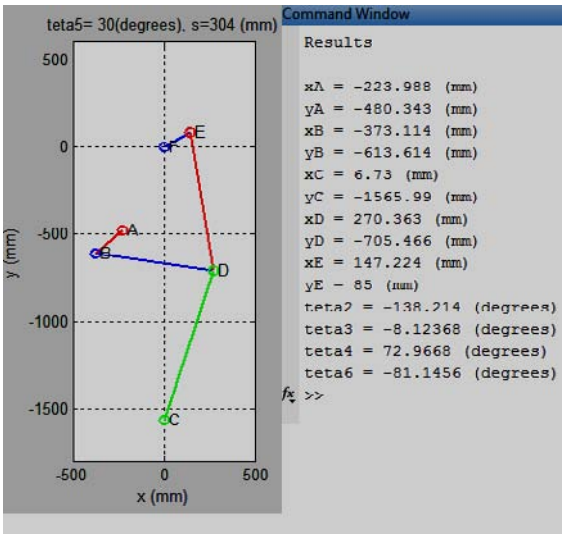
(32) numaralı denklemin bulunmasında kullanılan yöntem $\theta_2$ için de kullanılır ve (40) numaralı denklem elde edilir.

$$\theta_2 = 2\tan^{-1}\left[\frac{D+\sqrt{(D^2+E^2-F^2)}}{E+F}\right] \quad (40)$$

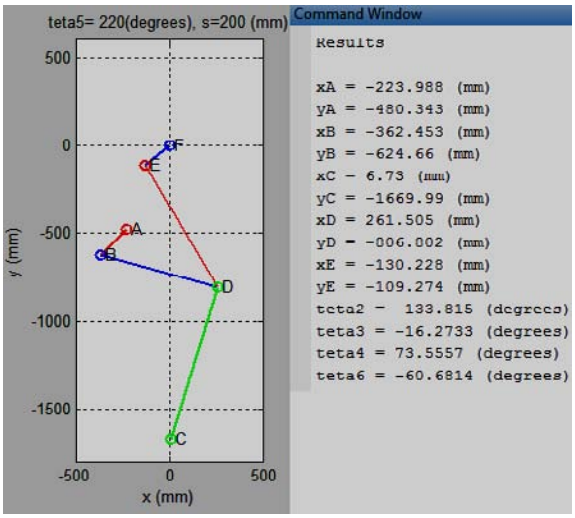
Üçüncü uzvun açısal yer değiştirmesi (13) numaralı denklemin kullanılmasıyla elde edilir.

$$\theta_3 = \sin^{-1}\left[\frac{(r_5\sin\theta_5 + r_6\sin\theta_6 - Y_A - r_2\sin\theta_2)}{r_3}\right] \quad (41)$$

Konum analizi tamamlandıktan sonra $\theta_5$ ve s değerlerinin bilinmesiyle mekanizmanın anlık pozisyonu hakkında yorumlar yapılabilir. Şekil 4.'de verilen girdi değerlerine karşılık mekanizmanın konumu sunulmuştur.



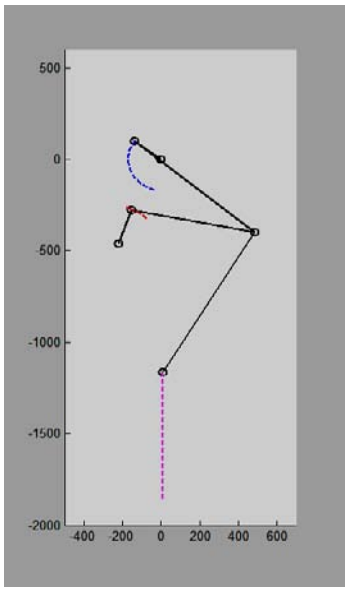

(a)



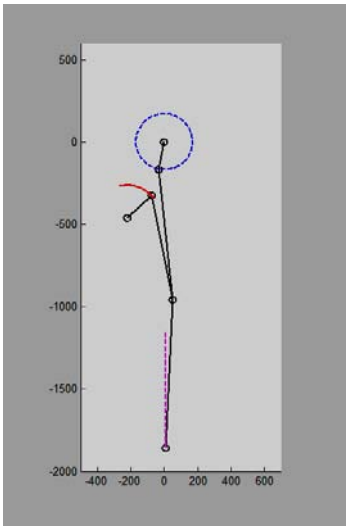

(b)

Şekil 4. Hibrid Pres Anlık Pozisyonları

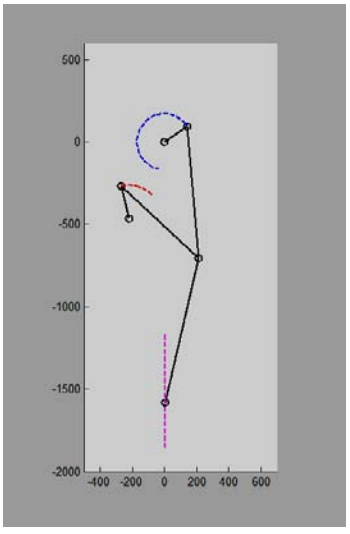
$\theta_5$ ve s girdi verileri biliniyorsa yani birden fazla konum bilgisi mevcutsa, bu bilgiler ışığında animasyon oluşturmak da mümkündür. Şekil 5' te animasyon anında elde edilmiş anlık görüntüler sırasıyla sunulmuştur.




(a)




(b)




(c)

Şekil 5. Animasyon Görüntüleri

### 4.2. Hız Analizi

Önceden elde edilmiş (14, 15, 16, 17) numaralı denklemlerden faydalanılarak mekanizmadaki tüm uzuvların açısal hızları sırasıyla (42, 43, 44, 45) numaralı denklemler olarak ifade edilir.

$$w_6 = \frac{r_5 w_5 \sin(\theta_4 - \theta_5) - \dot{s}\sin\theta_4}{r_6 \sin(\theta_6 - \theta_4)} \tag{42}$$

$$w_4 = \frac{r_5 w_5 \sin(\theta_5 - \theta_6) - \dot{s}\sin\theta_6}{r_4 \sin(\theta_4 - \theta_6)} \tag{43}$$

$$w_2 = \frac{r_5 w_5 \sin(\theta_3 - \theta_5) + r_6 w_6 \sin(\theta_3 - \theta_6)}{r_2 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \tag{44}$$

$$w_3 = \frac{r_5 w_5 \sin(\theta_2 - \theta_5) + r_6 w_6 \sin(\theta_2 - \theta_6)}{r_3 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \tag{45}$$

### 4.3. İvme Analizi

Daha önce türetilmiş (18, 19, 20, 21) numaralı denklemlerden faydalanılarak mekanizmadaki tüm uzuvların açısal ivmeleri sırasıyla (46, 47, 48, 49) numaralı denklemler olarak ifade edilir.

$$\alpha_4 = \frac{\left[\begin{array}{l} r_5 w_5^2 \cos(\theta_5 - \theta_6) - r_4 w_4^2 \cos(\theta_4 - \theta_6) \\ + \ddot{s}\sin\theta_6 + r_6 w_6^2 + r_5 \alpha_5 \sin(\theta_5 - \theta_6) \end{array}\right]}{r_4 \sin(\theta_4 - \theta_6)} \tag{46}$$

$$\alpha_6 = \frac{\left[\begin{array}{l} r_4 w_4^2 - \ddot{s}\sin\theta_4 - r_5 w_5^2 \cos(\theta_4 - \theta_5) - \\ r_6 w_6^2 \cos(\theta_4 - \theta_6) + r_5 \alpha_5 \sin(\theta_4 - \theta_5) \end{array}\right]}{r_6 \sin(\theta_6 - \theta_4)} \tag{47}$$

$$\alpha_2 = \frac{\left[\begin{array}{c} -r_5 w_5^2 \cos(\theta_5 - \theta_3) - r_6 w_6^2 \cos(\theta_3 - \theta_6) + r_6 \alpha_6 \sin(\theta_3 - \theta_6) \\ + r_2 w_2^2 \cos(\theta_2 - \theta_3) + r_3 w_3^2 + r_5 \alpha_5 \sin(\theta_3 - \theta_5) \end{array}\right]}{r_2 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \tag{48}$$

$$\alpha_3 = \frac{\begin{bmatrix} -r_2 w_5^2 \cos(\theta_2 - \theta_5) - r_6 w_6^2 \cos(\theta_2 - \theta_6) + r_6 \alpha_6 \sin(\theta_2 - \theta_6) \\ + r_2 w_2^2 + r_3 w_3^2 \cos(\theta_2 - \theta_3) + r_5 \alpha_5 \sin(\theta_2 - \theta_5) \end{bmatrix}}{r_3 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (49)$$

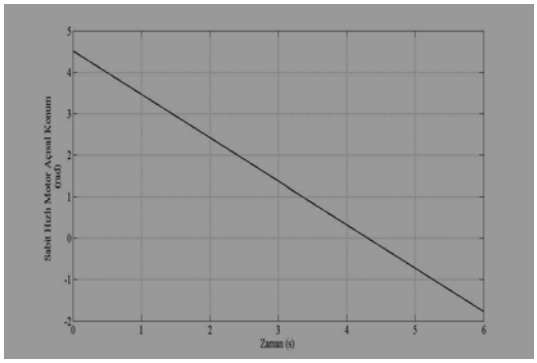
(42, 43, 44, 45) ve (46, 47, 48, 49) numaralı denklemlerden anlaşılacağı üzere, krank $r_2$'ye ait $w_2$ açısal hızı ve $\alpha_2$ açısal ivmesi değişkenlerinin hangi parametrelerin fonksiyonu olduğu (50) ve (51) numaralı denklemlerle ifade edilebilir;

$$w_2 = f(\theta_5,\ w_5,\ s,\ \dot{s}) \quad (50)$$

$$\alpha_2 = f(\theta_5,\ w_5,\ \alpha_5,\ s,\ \dot{s},\ \ddot{s}) \quad (51)$$

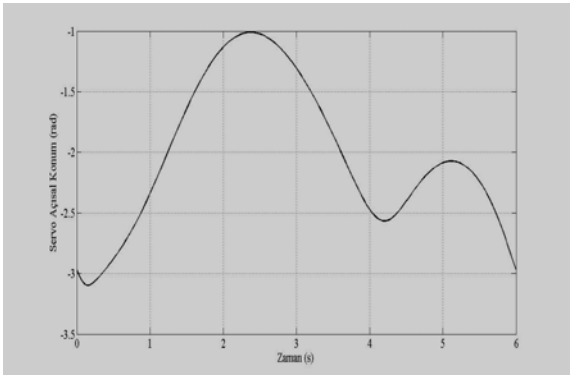
## 5. SERVO MOTOR VERİ GİRDİLERİNİN BULUNMASI

Ters kinematik denklemlerinden faydalanılarak $r_2$ uzvunun yani servo motorla sürülen krankın konum, hız ve ivme değerlerine ulaşılması temel hedeftir. Bunun başarılabilmesi için koç ve sabit hızlı motorla sürülen $r_5$ uzvunun kinematik karakterlerinin bilinmesi gerekir. Koç hareket özellikleri 1. Bölümde elde edilmiştir. Sabit hızlı motor 2*pi radyan miktarında saat yönünün tersi istikamette dönecektir. Hızı ise sabit olup -1.0472 radyan/s dir. Sabit hızlı motorun açısal konum grafiği Şekil 6.'da verilmiştir.

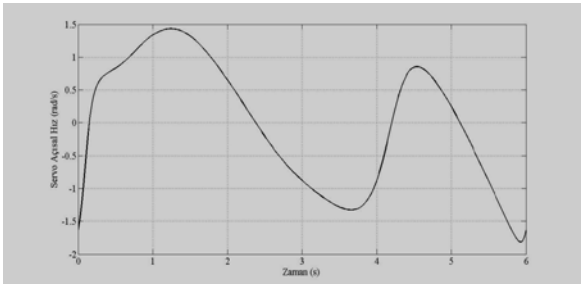



Şekil 6. Sabit Hızlı Motor Açısal Konumu

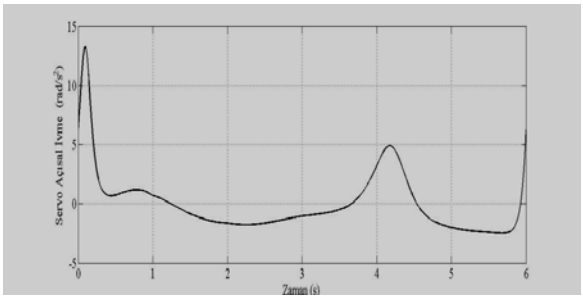
Şekil 1.'deki veriler ile sabit hızlı motorun verileri kullanılarak servo motor hareket verileri elde edilmiş, ilgili grafikler Şekil 7.a, b, c'de sırasıyla konum, hız ve ivme olarak sunulmuştur.




(a)




(b)




(c)

Şekil 7. Servo Motor Kinematik Özellikleri

## 6. SONUÇLAR

İki serbestlik derecesine sahip hibrid sürücülü bir pres mekanizması sunulmuştur. Çalışma hibrid sistemlerin kinematik analizi ve hareket tasarımı konularında genel bir çözüm yöntemi sunma özelliği taşımaktadır. Sürücü sistemi içerisinde servo motor kullanımı, esnek koç hareket çıktıları alınmasını sağlamaktadır. Hareket profili tasarım yöntemi anlatılmış ve bu prosedürle hızlı yükseliş-yavaş geri dönüş tipinde bir hareket senaryosu oluşturulmuştur. Devre kapalılık denklemleri sayesinde sistemin genel pozisyon, hız ve ivme denklemlerine ulaşılmış, servo motora ait konum, hız ve ivme veri girdilerine ise ters kinematik yoluyla yani sabit hızlı motor ve koç uzvuna ait kinematik özelliklerin girdi parametreleri

olarak kullanılmasıyla ulaşılmıştır. Hibrid sistemler kullanıcıya hareket esnekliği ve kontrol edilebilirlik gibi önemli artılar sağlamakla beraber getirdiği mali avantajlarla da kulanımı cazip olan sistemlerdir.

## 7. KAYNAKLAR

1. Tokuz L. C., Hybrid Machine Modeling and Control, Doktora Tezi, Liverpool Polytechnic, 1992.

2. Dülger L.C., Kireçci A., ‘’Hibrid Manipülatörün Modelleme ve Simülasyonu’’ 7. Ulusal Makina Teorisi ve Sempozyumu YTU, Istanbul, s.311-320, 1995.

3. Dülger L.C., Kireçci A., ‘’A Study on a Hybrid Machine’’, Mechanism and Machine Theory, 35, s.1141-1149, 1999.

4. Seth B. ‘’Programmable Hybrid Mechanisms’’, Pr. of the 11th World Congress in Mech. and Machine Science, Tianjin, China. 2004.

5. Ouyang P.R., Li Q., Zhang W.J., ‘’Design, Modeling and Control of a Hybrid Machine System’’, Mechatronics, 14, s.1197-1217, 2004.

6.Yuan Z., Gilmartin M. J., Douglas S.S. ‘’Design of Hybrid Machines for Nonuniform Motion Production’’, Proc. IMechE, Vol.219 Part C, Mechanical Engineering Science, s.491-499,2005.

7.He K., Luo Y., Kong C. T., Du R., ‘’Trajectory Planning, Optimization and Control of a Hybrid Mechanical Press’’, *WSEAS* Transactions on Systems, Vol. 8, s.614-627,2009.

8. *Curve Fitting Toolbox for Use with Matlab© User’s Guide*. The MathWorks Inc, 2002.

9. Li H., Zhang Y., ‘’Seven Bar Mechanical Press with Hybrid Driven Mechanism for Deep Drawing; Part 1: Kinematics Analysis and Optimum Design’’ Journal of Mechanical Science and Technology, 24 (11), s.2153-2160, 2010

10. Soylemez E., *Mechanisms*, M.E.T.U Mechanical Engineering Department, Publication Number: 64, Ankara, 1999.

11.Norton N. R., *Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*. Third Edition. McGraw Hill Companies , 2004.

12. Li H., Fu L., Zhang Y., ‘’Optimum Design of a Hybrid-Driven Mechanical Press Based on Inverse Kinematics’’, Journal of Mechanical Engineering, 56, s.301–306, 2010

13. Meng C.F., Zhang C., Lu Y.H., Shen Z.G., ‘’Optimal Design and Control of a Novel Press with an Extra Motor’’, Mechanism and Machine Theory, 39, s.811-818, 2004.

# ELEKTRO-AKTİF POLİMER BİR YAPAY KAS EYLEYİCİNİN BULANIK MANTIK KONTROL KULLANARAK KONUM KONTROLÜ

Mohammadreza SABETGHADAM, Yrd. Doç. Dr. Mehmet İTİK

Makine Mühendisliği Bölümü, Karadeniz Teknik Üniversitesi, 61080, TRABZON

reza7703@ktu.edu.tr, mitik@ktu.edu.tr

**ÖZET**

Bu çalışmada üç katmanlı iletken, bir ucu ankastre diğer ucu serbest polimer bir yapay kas türü eyleyicinin konum kontrolü için bulanık mantık bir kontrolcü önerilmektedir. Polimer eyleyicinin elektrik gerilimi olarak uygulanan farklı referans giriş sinyallerine gösterdiği açık çevrim dinamik cevapları bir lazer mesafe ölçer ile elde edilmiştir. Elde edilen dinamik sistem cevapları kullanılarak polimer eyleyicinin uç noktasının konum kontrolü için bir bulanık mantık kontrolcü tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan bulanık mantık kontrolcü deneysel olarak polimer eyleyiciye uygulanmıştır. Deney sonuçları, tasarlanan bulanık mantık kontrolcünün polimer eyleyicinin uç noktasının konumunun istenilen referansı takip etmede başarılı sonuçlar verdiğini göstermektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Elektro-aktif polimerler, yapay kaslar, bulanık mantık kontrol

# POSITION CONTROL OF AN ELECTRO-ACTIVE POLYMER ARTIFICIAL MUSCLE ACTUATOR USING FUZZY LOGIC CONTROL

**ABSTRACT**

This paper proposes a fuzzy logic controller to control the tip displacement of a trilayer conducting polymer artificial muscle actuator which is fixed at one end. The Polypyrrole actuator's open loop dynamic responses to the different applied voltages as input signals are measured by a laser displacement sensor. The dynamic system responses are used to design a fuzzy logic controller in order to control the tip displacement of the polymer actuator. The designed fuzzy logic controller is experimentally implemented on the polymer actuator. Experimental results demonstrate that fuzzy logic controller represents successful outcomes in tracking the desired reference signal for the tip position of the polymer actuator.

**Keywords:** Electroactive polymers, artificial muscles, fuzzy logic control

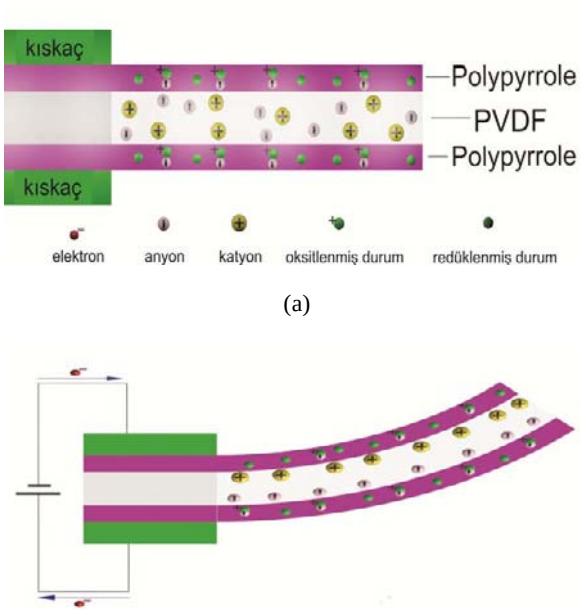
## 1. GİRİŞ

Elektro-aktif polimerler (EAP) bir tür akıllı malzeme olup üzerlerine uygulanan elektrik gerilimi sonucunda önemli şekil ve boyut değişiklikleri gösterirler. EAP'lerin hareket mekanizmaları biyolojik kasların hareketleri ile büyük benzerlikler gösterdiği için aynı zamanda *"Yapay Kaslar"* olarak da adlandırılmaktadır. İletken polimer eyleyiciler (İPE), EAP'lerin bir çeşidi olup yeni gelişmekte olan bir teknolojidir. İPE'ler, düşük maliyetleri, hafif olmaları, az yer kaplamaları, sıvı ve hava ortamlarında çalışabilmeleri, biyolojik uygulamalar için uyumlu olmaları ve çok düşük elektrik gerilimi (< 2 V) ile ağırlıklarına oranla çok yüksek gerinmeler oluşturabilmelerinden dolayı robotik ve biyomedikal uygulamalar için geleceğin eyleyici ve algılayıcıları olarak görülmektedirler [1-5].

İPE'lerin bir çok farklı sentezleme yöntemleri bulunmaktadır. Genel olarak iki veya üç katmandan oluşurlar. Bu çalışmada kullanılan polimer eyleyici üç katmandan oluşmaktır. Dış yüzeylerde polypyrrole (PPy) türü konjuge polimerden oluşan ve elektriği

iletebilen katmanlar bulunmaktadır. İç kısımda ise PPy katmanları ayırıcı olarak görev yapan ve eyleyicinin hava ortamında çalışması için gerekli elektrolit sıvı ve solventi barındıran ve gözenekli bir malzeme olan polyvinylidene fluoride (PVDF) ara katman bulunmaktadır (Şekil 1). İPE'ler, üzerlerine uygulanan elektrik gerilimi veya akımı sonrasında iç yapılarındaki elektron ve iyon hareketlerinden dolayı oluşan oksidasyon-redüksiyon (oxidation-reduction) olayı sonucu şekil değişimine uğrarlar [6-8]. Polimer eyleyicinin dış yüzeylerine yeterli bir elektrik gerilim farkı uygulandığında pozitif gerilimin uygulandığı PPy katmandan diğer PPy katmana doğru elektron geçişi oluşur. Elektronların ayrıldığı katmandaki yük dengesini nötr hale getirebilmek için elektrolit sıvıdaki negatif yüklü anyonlar okside olmuş katmana geçerek bu katmanın genişlemesine sebep olurlar. Ayrıca elektronların geçişinden dolayı diğer katmandan anyon çıkışı olur ve bu katman ise küçülür. Bu duruma ise redüksiyon olayı adı verilir. Oksidasyon-redüksiyon işlemi sonucunda bir ucundan sabitlenmiş polimer eyleyici, küçülen katman tarafına doğru bükülür. Uygulanan gerilim farkına bağlı olarak polimerin bükülmesi sonucunda serbest uçta büyük yer değişimleri elde edilebilir.

İPE'ler belirtilen avantajlarından dolayı bir çok uygulamada geleneksel tahrik elemanlarının yerini almak için önemli bir potansiyel oluşturmaktadırlar. Günümüzde geliştirilen İPE'ler ile büyük yer değişimleri elde edilebilmesine rağmen, bu tip eyleyicilerin üretebildiği kuvvetler milinewton seviyelerindedir. Bu yüzden kullanım alanları daha çok minyatür ve mikro uygulamalar için elverişlidir. Özellikle mini veya mikro maniplasyon uygulamalarında İPE'lerin uç noktalarını istenilen konuma getirmek veya elde edilecek kuvvetin istenilen büyüklükte tutulabilmesi için istenilen çıkış değişkenlerinin hassas olarak kontrol edilmesi gereklidir. İPE'lerin hassas konum kontrolü için farklı kontrol yöntemleri önerilmiştir. Bu yöntemler arasında açık çevrim ters model kontrol [9], tekrarlamalı kontrol [10] ve gürbüz uyarlamalı kontrol [11] bulunmaktadır. Bu çalışmalardaki ortak nokta,




(a)

(b)

Şekil 1. Üç katmanlı iletken polimer eyleyici ve hareket mekanizması: (a) nötral durum, (b) oksitlenmiş durum.

kontrolcü tasarımında İPE'lerin belli kabuller sonucunda elde edilebilen doğrusal modellerini kullanmalarıdır. Fakat İPE'ler PVDF katmandaki elektrolit sıvının ve solventin zamanla buharlaşması, sürünme, geri esneme ve histerisis gibi problemlerden dolayı belli bir oranda doğrusal olmayan ve zamanla değişebilen davranışlar sergilemektedir [12]. Bu etkiler İPE'lerin dinamik performansını olumsuz etkilemektedir ve henüz İPE'ler için bu etkileri de içeren tam bir matematik model elde edilememiştir. Özellikle elektrolit ve solvent buharlaşmasının hızlı olduğu çalışma ortamlarında polimer eyleyici dinamiğinin zamanla hızlı değişmesinden dolayı, elde edilen doğrusal modeller çok kısa bir süre sonra sistemin dinamiğini yansıtmayabilmektedir. Bunun sonucu olarak doğrusal modeller kullanılarak tasarlanmış kontrolcüler her zaman iyi sonuçlar vermemektedir.

Model tabanlı doğrusal ve doğrusal olmayan kontrol teorisinin aksine, bulanık mantık kontrol matematiksel bir modele dayanmamaktadır. Özellikle, belirsizlik içeren, doğrusal olmayan ve karmaşık dinamiğe sahip olmalarından dolayı iyi bir matematiksel modelin elde edilemediği sistemlerin kontrolünde bulanık mantık

kontrol yaygın şekilde kullanılmaktadır [13]. Bulanık mantık kontrolcü (BMK) bu özellikleri nedeniyle İPE'lerin pozisyon ve kuvvet kontrol uygulamaları için ideal bir kontrol yöntemidir. Ayrıca, İPE'lerin konum kontrolü üzerine BMK kullanarak deneysel bir çalışma henüz yapılamamıştır.

Bu çalışmada, bir ucu ankastre, üç katmanlı bir İPE'nin uç noktasının istenilen bir referans yörüngeyi kabul edilebilir bir oranda takip hatası ile sağlayabilecek bir bulanık mantık kontrolcü önerilmektedir. Tasarlanan BMK'nın performansı deneysel ortamda polimer eyleyiciye uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar aynı eyleyiciye uygulanan PID kontrolcü ile elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

## 2. ÜÇ KATMANLI İLETKEN POLİMER EYLEYİCİ

Bu çalışmada kullanılan iyonik polimer eyleyici iletken (conducting) veya konjuge (conjugated) polimer eyleyici olarak adlandırılmaktadır. Deneylerde kullanılan eyleyici dikdörtgen şeklinde olup, boyutları 10 x 5 x 0.17 mm'dir. Dış yüzeylerinde her biri 30 μm kalınlığa sahip iki PPy katmanı vardır. Bu katmanlar eyleyicin elektro-aktif elemanlarıdır. 110 μm kalınlığa sahip, gözenekli, iletken olmayan polyvinylidene fluoride (PVDF) malzeme, elektrolit ve solventi içine depolayarak kuru ortamlarda eyleyicinin çalışmasını sağlar [14,15]. Eyleyicinin iletkenliğini arttırmak için PVDF malzemenin her iki yüzeyi yaklaşık 0.2 μm kalınlığa sahip ince bir altın tabakası ile kaplanmıştır. Elektrolit sıvı olarak Lityum triflouromethanesulfonimide kullanmaktadır.

## 3. BULANIK MANTIK KONTROLCU

Bulanık küme teorisi ilk defa Zadeh [16] tarafından öne sürülmüş ve Mamdani [17] tarafından basit bir dinamik sistemi kontrol etme amaçlı uygulanmıştır. BMK, birçok mühendislik uygulamasında yaygın olarak kullanılmıştır [18-20]. Kontrol edilecek olan sistemin matematiksel modelinin yüksek doğrusalsızlıklar içerdiği veya sistemin karmaşık yapısından dolayı modelinin elde edilemediği durumlarda bulanık mantık teorisi kontrolcü tasarımında büyük kolaylık sağlamaktadır [19]. Bulanık kontrolde çıkışlar ve girişler arasındaki ilişkiler bulanık eğer-ise (if-then) kuralları tarafından açıklanır. Bulanık kontrolcü tasarımı üç ana bölümden oluşur:

- **Bulanıklaştırma ara yüzü** giriş değerlerinin ölçümü ile ilgilenir ve onları ölçeklendirerek bulanıklaştırır. Başka bir deyişle; bu bilgilerin her birine bir üyelik değeri hesaplanıp, sözel bir yapıya dönüştürülerek buradan kural işleme tabanına gönderilir.

- **Kural işleme tabanı** sözel kontrol kurallarını tanımlar ve bulanık verinin işlenmesi için gerekli olan bu tanımları uygular.

- **Durulaştırma ara yüzü** kural işleme tabanı tarafından hesaplanmış olan bulanık çıkışları kesin sayısal değerlere dönüştürmekten sorumludur.

Bulanık kümeler ve onların değer aralıklarının seçimi, bulanık mantık denetleyicilerin tasarım aşamasında önemli bir rol oynamaktadır. Bulanık küme teorisinde üçgen, trapez ve çan fonksiyonları gibi farklı üyelik fonksiyonları vardır. Önemli olan sistemin girişini ve çıkışını en iyi biçimde tanımlayan fonksiyon türünü seçmektir [21].

## 4. İPE İÇİN BULANIK MANTIK KONTROLCÜ TASARIMI

Bu çalışmada üç katmanlı, bir ucu sabitlenmiş diğer ucu serbest bir İPE'nin serbest ucunun istenilen referans girişini takip edebilmesi için bulanık mantık kullanılmıştır. Bulanık mantık kontrol tasarımı için sistemin matematiksel modeli gerekmediğinden karmaşık dinamiğe sahip sistemler için kontrolcü tasarımında büyük kolaylık sağlar. Tasarım üç ana aşamaya ayrılır:

### 4.1. Giriş Değişkenlerinin Seçimi:

BMK tasarımında giriş değişkenlerinin seçimi çok önemlidir. İPE'nin istenilen konumu takip edebilmesi için gerekli olan kontrol girişi elektrik gerilimi olup, referans ile çıkış sinyali

arasındaki hata yardımıyla belirlenir. Kontrol voltajının tahmin doğruluğunu artırmak için hatanın türevi dikkate alınır. Bu nedenle bulanık denetleyici, İPE'nin konum değiştirmesini kontrol etmek için iki giriş ve tek çıkış değişkenli olarak tasarlanmıştır. BMK'nın girişleri hata (e(t)) ve hatanın türevi (de/dt) olarak tanımlanmıştır. Kontrolcünün çıkışı (u(t)) ise, hareket mekanizmasını tetikleyen elektrik gerilimidir. İletken polimerin çıkışı ile referans giriş arasındaki hata:

$$e(t)=y_r(t)-y_a(t) \qquad (1)$$

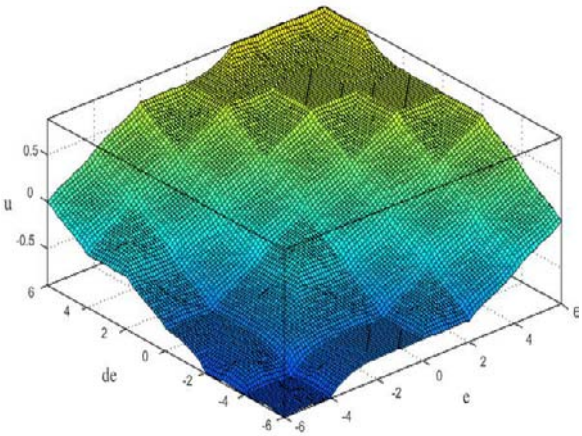
olup, burada $y_r$ referans sinyali ve $y_a$ ise çıkışın gerçek değerini belirtmektedir. BMK'nın ikinci girişi ise hatanın türevidir ve

$$\mathrm{d}e=\frac{\mathrm{d}e(t)}{\mathrm{d}t}, \qquad (2)$$

olarak tanımlanmıştır.

### 4.2. Giriş ve Çıkış Değerler Aralıklarının Belirlenmesi:

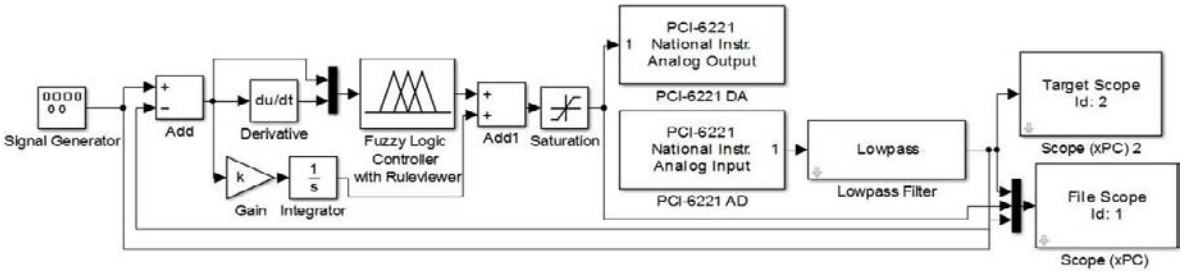
Giriş değerlerinin aralıklarını belirlemek için hatanın ve türevinin değişimini gözlemlemek gereklidir. Bu amaçla İPE'lerin çalışma frekanslarına uygun olarak, 0.01 Hz ve 2 Hz frekans aralığını tarayan ve genliği 0.5 V olan chirp sinyali sisteme uygulanmıştır. Hata ve türevi için seçilen aralık Şekil 2'de verilmiştir. Kontrol sinyalinin aralığı ise ± 1V seçilmiştir. Çünkü bu aralığın dışında yüksek bir kontrol voltajının uygulanması, polimer eyleyiciye zarar verebilir. Kontrol tasarımında gereken veri setlerini oluşturmak için örnekleme frekansı 1 kHz olarak seçilmiştir. Bulanık kontrolcünün Simulink blok diyagramı Şekil 3'de gösterilmiştir.




Şekil 2. Bulanık kontrolcünün çıkış yüzeyi

### 4.3. Bulanık Üyelik Fonksiyonlarını Seçme ve Kural Tabanı Oluşturma:

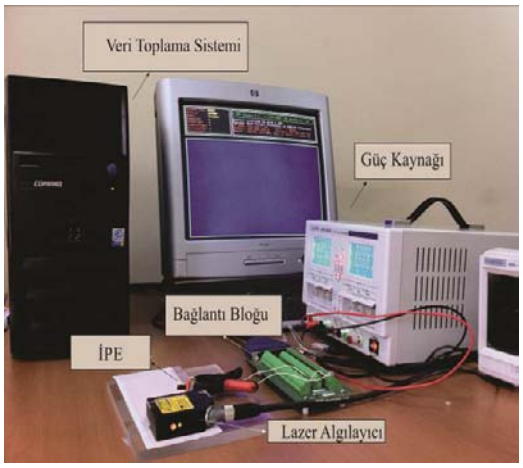
Bir bulanık denetleyici tasarımının en zor kısmı sistemin davranışlarını en iyi şekilde temsil edecek doğru bulanık kümeleri seçmektir. Bulanıklaştırma sürecinde ele alınan üyelik fonksiyonları, problemin yapısına ve amacına uygun olmalıdır [22]. Bu uygulamada hem daha az matematiksel işlem gerektirdiği hem de hata ve türevinin değişimini iyi temsil ettiği için üçgen üyelik fonksiyonları kullanılmıştır. Her giriş ve çıkış değişkeni için yedi bulanık küme kullanılmıştır. Giriş ve çıkış değişkenleri için sözel terimler: Negatif büyük (NB), negatif orta (NO), negatif küçük (NK), sıfır (SS), pozitif büyük (PB), pozitif orta (PO) ve pozitif küçük (PK) olarak belirlenmiştir. MATLAB Fuzzy Logic Toolbox kullanılarak Mamdani metodu ile bulanık sistem oluşturulmuş ve bulanık değerleri durulaştırmak için ağırlık merkezi yöntemi kullanılmıştır. Her giriş değişkeni yedi bulanık küme içerdiği için kural tabanı Tablo 1'de gösterildiği gibi 49 kuraldan oluşmaktadır. Sabit durum hatasını telafi etmek amacıyla, PD bulanık kontrolcüye ek olarak integral kontrolcü kullanılmıştır.




Şekil 3. PD bulanık + I kontrol uygulanmasının Simulink diyagramı

Tablo 1. Bulanık Mantık Kontrolcünün Kural Tabanı

| u / de / e | NB | NO | NK | SS | PK | PO | PB |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| NB | NB | NB | NB | NO | NK | NK | SS |
| NO | NB | NB | NO | NO | NK | SS | PK |
| NK | NO | NO | NK | NK | SS | PK | PO |
| SS | NO | NO | NK | SS | PK | PO | PO |
| PK | NO | NK | SS | PK | PO | PO | PB |
| PO | NK | SS | PK | PO | PO | PO | PB |
| PB | SS | PK | PO | PO | PO | PB | PB |



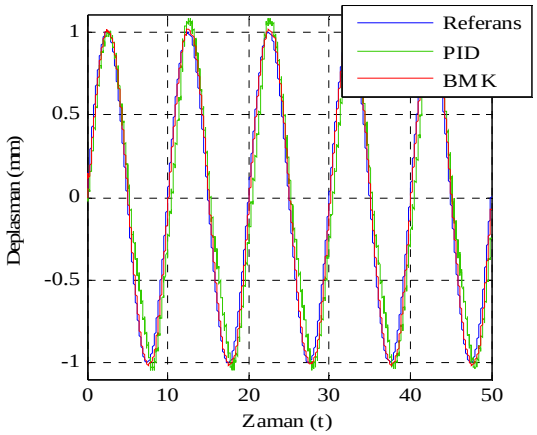

Şekil 4. Deney düzeneği

## 5. DENEYSEL KURULUM VE SONUÇLAR

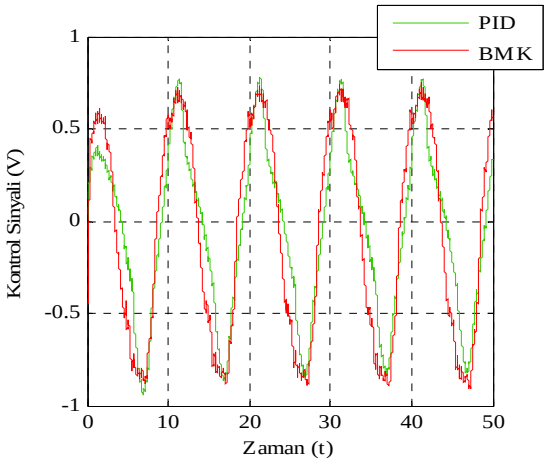
Bu çalışmada İPE türü eyleyicinin serbest ucunun deplasmanı çıkış değişkeni olarak ve sabit uçtaki PPy katmanlarına uygulanan elektrik gerilimi ise kontrol girişi olarak kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan deney düzeneği Şekil 4'de gösterilmiştir. İPE eyleyicinin uç deplasmanı 5 μm çözünürlüğe sahip Baumer OADM 20I6460/S14F lazer mesafe ölçer ile ölçülmüştür. Lazer mesafe ölçerden elde edilen 0-10 V aralığındaki analog sinyal ve kontrolcüden elde edilen kontrol sinyali National Instruments NI 6221veri toplama kartı ile MATLAB / Simulink ortamına xPC Target platformu kullanılarak aktarılmıştır.

Kontrolcünün performansını test etmek amacıyla 1 mm genlikli ve 0.1 Hz frekanslı bir sinüzoidal sinyal sisteme referans test sinyali olarak uygulanmıştır. Aynı zamanda karşılaştırma yapmak amacıyla, parametreleri $K_P = 1.5,\ K_I = 1,\ K_D = 0.1$ olan bir PID kontrolcü İPE'ye uygulanmıştır. Lazer mesafe ölçerden elde edilen sinyaldeki gürültü, hem PID hem de BMK'deki türev fonksiyonlarından kaynaklanan gürültü yükseltme sorununu önlemek amacıyla, kesme frekansı 30 Hz olan, birinci dereceden alçak geçiren filtre kullanılarak kontrolcüye gönderilmiştir.

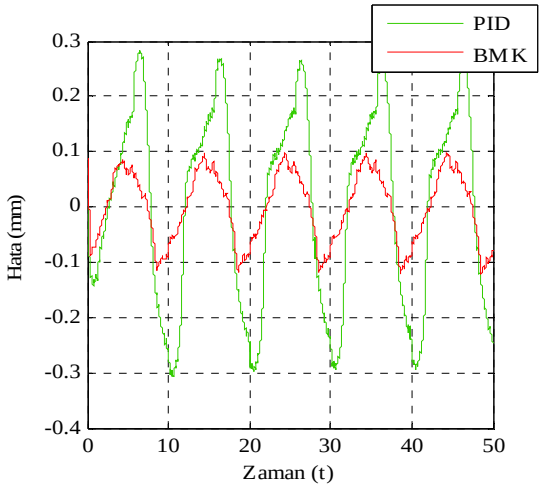
İPE'nin PID ve bulanık kontrolcülere verdiği yanıtlar Şekil 5'te gösterilmiştir. Şekil 6'da görüldüğü gibi sinüzoidal referans sinyali için BMK, izleme hatasını PID kontrolcüye göre yaklaşık üçte bir oranda azaltmıştır. PID ve BMK'nın kontrol voltajlarının karşılaştırması Şekil 7'de verilmiştir.




Şekil 5. Sinüs referansı için sistemin cevabı




Şekil 6. Sinüs referansı için kontrol voltajı




Şekil 7. Sinüs sinyali için izleme hatası

Denetleyicileri daha hassas karşılaştırmak için [0, 50] saniyelik bir süreç içim Normalize Ortalama Hata kullanmıştır [10]. Normalize ortalama hata aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$e_a = \frac{\int_0^{t_f} \left| y(t) - r(t) \right| dt}{\int_0^{t_f} \left| r(t) \right| dt} \qquad (4)$$

Bulanık mantık ve PID kontrolcüler için sinüs referans girişten elde edilen normalize ortalama hata sırasıyla, % 8.70 ve %25.22 olarak hesaplanmıştır. BMK ile elde edilen normalize ortalama hata PID ile elde edilenin üçte biri kadardır.

## 6. SONUÇ

İPE'ler yeni bir teknoloji olduklarından dolayı, bu tip eyleyicilerin dinamiğini temsil eden tam bir matematik model henüz geliştirilememiştir. Bu durum da İPE'lerin konum ve kuvvet kontrol uygulamalarında iyi bir performans verecek kontrolcü tasarımını güçleştirmektedir.

Bu çalışmada, üç katmanlı iletken polimer bir eyleyicinin izleme performansını artırmak amacıyla bir BMK tasarlanmış ve deneysel olarak uygulanmıştır. BMK, İPE'nin matematiksel modelini gerektirmediği için kontrol tasarımını basitleştirmektedir. Ayrıca bu çalışma BMK'nın İPE'ler üzerindeki ilk deneysel uygulamasıdır. Gelecek çalışmalarda BMK ile İPE'lerin uzun süreli çalışma koşullarındaki zamanla değişen dinamiğinin iyileştirilmesi hedeflenmektedir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma Karadeniz Teknik Üniversitesi, BAP No: 1219 tarafından desteklenmiştir. Ayrıca, çalışmada kullanılan polimer eyleyici sağlayan Prof. Dr. Gürsel Alıcı'ya teşekkür ederiz.

## 7. KAYNAKLAR

1. Bar-Cohen, Y., *Electroactive Polymer (EAP) Actuators as Artificial Muscles: Reality, Potential, and Challenges*, SPIE–The International Society for Optical Engineering, Bellingham, WA, 2001.
2. Smela, E., "Conjugated polymer actuators for biomedical applications," *Journal of Advanced Materials*, 15(6), s. 481–494, 2003.
3. Shahinpoor, M., Kim, K. J., "Ionic polymer-metal composites: IV. Industrial and medical applications," *Smart Materials and Structures*, 14, s. 197–214, 2005.
4. Carpi, F., De Rossi, D., "Electroactive polymer-based devices for etextiles in biomedicine," *IEEE Transactions on Information Technology in Biomedicine*, 9(3), s. 295–318, 2005.
5. Chen, Z., Shen, Y., Xi, N., Tan, X., "Integrated sensing for ionic polymer-metal composite actuators using PVDF thin films," *Smart Materials and Structures*, 16, s. S262–S271, 2007.
6. Qi, B., Lu, W., Mattes, B. R., "Control system for conducting polymer actuators," in *Smart Structures and Materials 2002: Electroactive Polymer Actuators and Devices (EAPAD)*, Bellingham, WA, 2002, s. 359–366.
7. Madden, P. G. A., Development and modeling of conducting polymer actuators and the fabrication of a conducting polymer based feedback loop, PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2003.

8. Alici, G., et al., “Conducting polymer microactuators operating in air,” *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 19(2), s. 025017, 2009.
9. John, S.W., Alici, G., Cook, C.D., “Inversion-based feedforward control of polypyrrole trilayer bender actuators”, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 15(1), s. 149–156, 2010.
10. Itik, M., “Repetitive control of a trilayer conjugated polymer actuator”, *Sensors and Actuators-A: Physical*, 194, s. 149-159, 2013.
11. Fang, Y., Tan, X., Alici, G.,"Robust adaptive control of conjugated polymer actuators,", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 16(4), s.600-612, 2008.
12. Alici, G., Huynh, N.N., “Performance Quantification of Conducting Polymer Actuators for Real Applications: A Microgripping System,” *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on* , 12(1), s.73-84, 2007
13. Peri, V. M., Simon, D., “Fuzzy Logic Control for an Autonomous Robot,” *North American Fuzzy Information Processing Society, Information Processing Society,* Ann Arbor, Michigan, 2005, s.337- 342.
14. Bowers, T. A., Modeling, simulation, and control of a polypyrrole-based conducting polymer actuator, Master’s thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2004.
15. Madden, J. D. W., Conducting polymer actuators, PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2000.
16. Zadeh, L. A.,“Fuzzy sets,” *Information Control*, 8, s. 339-353, 1965.
17. Mamdani, E.H., “Application of fuzzy algorithms for control of simple dynamic plant,” *Electrical Engineers, Proceedings of the Institution of,* 121(12), s.1585-1588, 1974.
18. Liu, B. D., “Design and Implementation of the Tree-Based Fuzzy Logic Controller,” *IEEE Trans. Syst. Man Cybern. B, Cybern.* , 27(3), s. 475-487, 1997.
19. Zhiqiang, G., et al., “A Stable Self-Tuning Fuzzy Logic Control System for Industrial Temperature Regulation,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, 38(2), s. 414-424, 2002.
20. Shapiro, A. F., “Fuzzy Logic in Insurance,” *Insurance: Mathematics and Economics*, 35(2), s. 399-424, 2004.
21. Altas, I.H., Sharaf, A.M., “A generalized direct approach for designing fuzzy logic controllers in matlab/simulink GUI environment,” *International Journal of Information Technology and Intelligent Computing* ,1(4), 2007.
22. Kıyak, E., Kahvecioğlu, A.,” Bulanık Mantık ve Uçuş Kontrol Problemine Uygulanması,” *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi*, 1(2), s. 63-72, 2003.

# MANYETO-REOLOJİK SÖNÜMLEYİCİLER VE RAYLI SİSTEM ARAÇLARINDA KULLANIMI

Mehmet PARLAK*, İbrahim UZMAY**

* Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği A.B.D. 38039, KAYSERİ
** Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 38039, KAYSERİ

mehmetparlak@erciyes.edu.tr, iuzmay@erciyes.edu.tr

## ÖZET

Bu bildiride; manyetoreolojik sönümleyiciler hakkında bilgi verilip, literatürde bulunan modellerden ve sistemi kontrol etmede kullanılan kontrol yöntemlerinden bahsedilecektir. Ayrıca bir vagondan, iki bojiden ve dört tekerlek setinden oluşan dokuz serbestlik derecesine sahip, ikincil süspansiyon sistemlerinde manyetoreolojik sönümleyiciler bulunan bir raylı sistem aracı ele alınmış ve aracın vagon ve bojilerinin dikey, kafa vurma ve yalpalama hareketleri incelenmiştir. Daha sonra araç üzerindeki mr sönümleyicilerin yerine pasif sönümleyiciler yerleştirilmiş ve aynı hareketler bu şekilde yeniden incelenerek pasif sönümleyiciler ve MR sönümleyiciler titreşim sönümleme açısından karşılaştırılmıştır. Sistemdeki mr sönümleyiciler Bouc-Wen modeli esas alınarak modellenmiş ve MR sönümleyicilerin kontrolleri kayan kipli kontrol yöntemi ile gerçekleştirilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** MR sönümleyiciler, raylı sistem, kontrol yöntemleri

## MAGNETO-RHEOLOGICAL DAMPERS AND USING ON RAILWAY VEHICLES

## ABSTRACT

In this paper; it is mentioned about what is mr damper, with which mechanical models can be modelled it and which control methodologies can be used to control it. In addition a nine degree of freedom railway vehicle that has a car body, two bogies and four wheel sets, and vertical, roll and pitch motions of car body and bogies of vehicle has been dealed. Than passive dampers have been placed instead of MR dampers to compare these dampers in the view of vibration suppression. MR dampers on the system has been modelled with bouc-wen model and their control have been performed with sliding mode control method.

**Keywords:** MR dampers, railway vehicles, control methodologies

## 1. GİRİŞ

Demiryolu araçlarında kullanılan süspansiyon sistemleri pasif, aktif ve yarı aktif olmak üzere 3 kategoride incelenmektedir. Pasif süspansiyon sistemine sahip bir demiryolu aracında; yaylar, pnömatik veya yağ katkılı sönümleyiciler bulunmaktadır. Bunların tasarım açısından basitlik ve maliyetlerinin az olması gibi avantajları olmasına rağmen geniş frekans aralığında performansları yetersizdir. Bu nedenle Sasaki ve ark [1], Shimamune ve Tanifuji [2], demiryolu araçları için pnömatik veya hidrolik eyleyicilere sahip aktif süspansiyon sistemlerini araştırmışlardır. Aktif süspansiyon sistemleri geniş frekans aralığında yüksek kontrol performansına sahip olmakla birlikte, yüksek güç ve gelişmiş kontrol uygulamalarını gerektirdikleri için son yıllarda akıllı sıvılara dayalı kontrol edilebilen sönümleyicilere sahip yarı-aktif süspansiyon sistemleri birçok araştırmacının dikkatini çekmiştir. Akıllı sıvıların önemli özelliği, serbest akıştan, manyetik veya elektrik alan etkisine girdiği zaman milisaniyeler içinde kontrol edilebilen, yarı katı bir yapıya dönüşebilmesidir [3]. Bu önemli özellikten dolayı kullanımları giderek artmıştır.

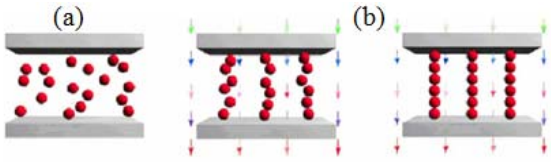
Giuclea ve ark [4] genetik algoritmayı kullanarak Bouc-Wen modeliyle modellenmiş MR sönümleyici parametrelerini

araştırmışlardır. Başka bir çalışmada Long Gong ve ark. [5] manyetoreolojik sönümleyiciye sahip 17 serbestlik dereceli raylı sistem taşıtının yol pürüzlülüğünden kaynaklı titreşimi H∞ kontrol yöntemi ile kontrol ederek, pasif süspansiyon sistemine göre titreşimleri sönümlemede daha iyi sonuçlara ulaşmışlardır. Aynı konuda benzer bir çalışmayı Hudha ve ark. [6] aracın yanal titreşimini kontrol etmek için gerçekleştirmişlerdir.

Bu çalışmalarda genel olarak MR sönümleyiciyi modellemek için Bouc-Wen modeli esas alınmakla birlikte, bu modelden farklı başka modellerle de MR sönümleyiciyi modellemek mümkündür. Ayrıca, bu sönümleyiciyi kontrol edebilmek için çeşitli kontrol teknikleri bulunmaktadır. 3.ve 4. bölümlerde bunlardan bahsedilecektir.

## 2.MR AKIŞKANLAR

MR akışkanlar bir taşıyıcı akışkan içerisine belirli oranda konmuş, mikron seviyede boyutlu, mıknatıslanma özellikli katı taneciklerden oluşurlar. Bu tür akışkanlar dışarıdan manyetik alan uygulanmadığında normal sıvı karakteri gösterirler. Bu durumda katı tanecikler sıvı içerisinde rastgele konumlarda bulunurlar. Dışarıdan manyetik alan uygulanmasıyla bu katı tanecikler düşey kolonlar oluştururlar ve tıpkı bir elek görevi görerek akışkanın manyetik alan uygulanan bölgeden geçişini zorlaştırırlar (şekil 2.1.). Bu sayede sıvı haldeki akışkan sanki çok yüksek viskoziteye sahipmiş gibi bir davranış sergiler. Uygulanan manyetik alanın şiddeti süspansiyon şeklindeki akışkanın viskozitesinin kontrol edilmesini sağlar.

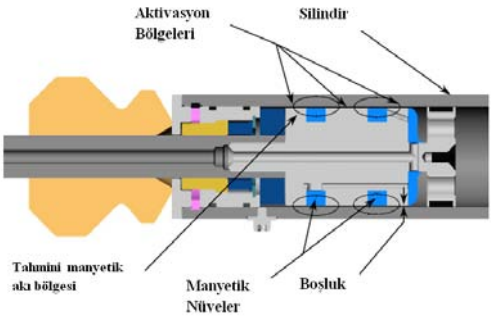



Şekil 2.1. MR akışkanın serbest hali (a) ve manyetik alan etkisindeki hali (b)

## 3. MR SÖNÜMLEYİCİLER

MR akışkanların hızlı cevap süresi, yüksek dinamik akma gerilmesi, düşük plastik viskozite, geniş sıcaklı bandında (-40$^{o}$C-150$^{o}$C) çalışabilme, zor çökelme ve kolay ve homojen karışım oluşturma gibi özellikleri sayesinde MR sıvılar son yıllarda teknolojide geniş uygulama alanı bulmuştur. Bu uygulama alanlarından biri şok emme sistemleridir. MR sıvılı süspansiyon sistemlerine yönelik çalışmalar önemli ölçüde otomotiv endüstrisine, uzay çalışmalarına, köprü ve yapıların deprem sarsıntılarından korunmasına yönelmiş durumda olup, hızla gelişmektedir [7].

### 3.1. MR Sönümleyicinin Çalışma Prensibi




Şekil 3.1. MR sönümleyici iç yapısı [41]

Bir MR sönümleyicinin çalışması manyetik alanın olması veya olmaması durumuna göre değişir.

Manyetik alan yoksa; şekil 3.1'e göre piston sol tarafa hareket ettiğinde sol bölmedeki basınç artar ve akışkan, boşluklardan sağ bölmeye akmaya başlar. Sıvı geçişine sadece MR sıvının viskoz özelliklerinden kaynaklanan bir tepki oluşur. Bu tepki kuvveti, piston hareket hızı ile ilişkili olarak bir sönüm kuvveti meydana getirir.

Manyetik alan varsa aynı olaylar meydana gelir fakat uygulanan voltaj değerine göre oluşan zincir yapı geçişi zorlaştırır. Basınç yeterince büyük olursa zincir yapının gösterdiği tepki kuvveti aşılır ve MR sıvı boşluktan diğer bölgeye akmaya başlar. Oluşturulan manyetik alanın malzeme özelliklerine göre en yüksek değeri vardır. Bu en yüksek değerde gösterilen tepki kuvveti, sönümleyicinin en yüksek kuvvetini göstermektedir. Geçiş bölgesindeki basınç kuvveti kaldırılır kaldırılmaz, zincir yapı tekrar voltaja uygun olarak oluşur.

### 3.2. MR Sönümleyici Modelleri

MR sönümleyiciler yüksek derecede nonlineer yapıya sahip elemanlardır. Kuvvet-hız ilişkileri matematiksel olarak modellenmesi kolay olmayan histerezis davranışlar gösterirler. Histerezis, kontrollü sistemlerde

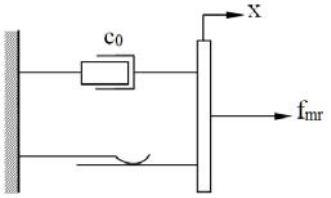
gürbüzlük kaybı ve kararsızlık gibi ciddi problemlere neden olurlar. MR sönümleyicileri modelleyebilmek için birçok çözüm yöntemi geliştirilmiştir. Genelde MR sönümleyici modelleri, yönteme bağlı olarak parametrik ve parametrik olmayan olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır.

### 3.2.1. Parametrik Modeller

Bu bölümde sıklıkla kullanılan parametrik modellerden bahsedilecektir.

#### 3.2.1.1. Bingham Modeli

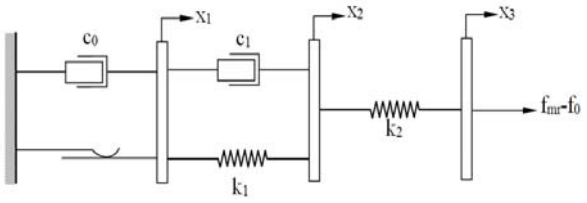
Bingham modeli ER ve MR sönümleyicileri karakterize etmek için uzun zamandır kullanılmaktadır. Temeli Bingham plastik modeline dayanmaktadır. Şöyle ki; bir cisim, akma gerilme değeri aşılana kadar bir katı gibi davranır ve daha sonra gerilme ve deformasyon arasında lineer bir ilişki durumu ortaya koyar [8]. Bu ilişkiye bağlı olarak model, ER sönümleyiciler için kullanılmıştır. Bingham modeli olarak bilinen bu model şekil 3.2. de görüldüğü üzere viskoz sönümleyiciye paralel yerleştirilmiş bir coulomb sürtünme elemanını içermektedir. Sönümleyici tarafından üretilen $f_{mr}$ kuvveti denklem 3.1'de verilmiştir. Denklemdeki $c_0$ sönüm katsayısı, $f_c$ akışkanın akma gerilmesine ilişkin sürtünme kuvveti, $\dot{x}$ piston hızı ve $f_0$ ise bazı sönümleyicilerde bulunan akümülatörden kaynaklı, sıfırdan farklı kuvvettir. Bingham modeli hakkında bilinmesi gerekenlerden biri de, ER ve MR sönümleyicilerin histerezis davranışlarını modelleyememesidir.




Şekil 3.2. Bingham Mekanik Modeli

$$f_{mr} = f_c.\mathrm{sgn}(\dot{x}) + c_0 x + f_0 \quad (3.1)$$

Bingham modeli ER sönümleyici davranışını akma öncesi, akma sonrası ve akma noktasında tanımlayabilmek için geliştirilmiştir. Yeni model, şekil 3.3'te görüleceği üzere Bingham modeline seri olarak bağlanmış lineer, standart bir katı modelini temsil eden Zener elemanını içermektedir. Bu sistemin üreteceği kuvvet denklem 3.2 ile verilmiştir. Buradaki $c_0$ Bingham modelinde de geçerli olan sabit olup; $k_1$, $k_2$ ve $c_1$ lineer katı modele ilişkin sabitlerdir [9].

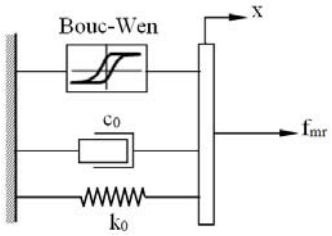



Şekil 3.3. Uzatılmış Bingham Mekanik Modeli

$$f_{mr} = \begin{cases} c_o\dot{x}_1 + f_c.\mathrm{sgn}(\dot{x}_1) + f_0 & |F| > f_c \\ = k_2(x_3 - x_2) + f_0 & \\ k_1(x_2 - x_1) + c_1 + f_0\dot{x}_2 + f_0 & \\ = k_2(x_3 - x_2) & |F| \le f_c \end{cases} \quad (3.2)$$

#### 3.2.1.2. Bouc-Wen Modeli

Wen tarafından modifiye edilmiş Bouc histerezis modeli, matematiksel olarak en basit modellerden biri olmasının yanı sıra histerezis davranışı geniş aralıkta temsil edebilen, sistemi gerçeğe yakın olarak modelleyebilen bir modeldir [10]. Bouc-Wen modeline dayanan, şekil 3.4'te gösterilen model Spencer ve arkadaşları tarafından ileri sürülmüştür [3]. Bu sistemin ürettiği kuvvet denklem 3.3 ve 3.4'te verilmiştir. Bu denklemlerdeki $\dot{x}$ piston hızı, $c_0$ sönüm katsayısı, $k_0$ rijitlik katsayısı, $x_0$ yayın başlangıçtaki deplasmanı ve z ise histerezi davranışını oluşturan bir değişkendir. α, β, κ, ϕ ve n histerezi modelini kontrol etmek için ayarlanabilir parametrelerdir.



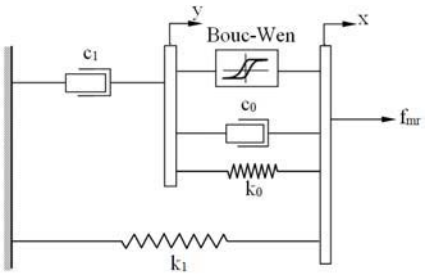

Şekil 3.4. Bouc-Wen Mekanik Modeli

$$f_{mr} = c_o\dot{x} + k_0.(x - x_0) + \alpha z \quad (3.3)$$

$$\dot{z} = -\varphi|\dot{x}|z|z|^{n-1} - \beta\dot{x}|z|^n + \kappa\dot{x} \quad (3.4)$$

Bouc-Wen modeli damperin cevabını iyi bir şekilde modelleyebilir fakat ivme ve hızın zıt işaretlere sahip olduğu ve hız değerlerinin küçük olduğu bölgelerde olması gerekenden farklı davranırlar. Bunun üstesinden gelmek için şekil 3.5'de gösterilen model, Spencer ve

arkadaşları tarafından geliştirilmiştir. Yeni sistemin ürettiği kuvvet 3.5-3.7 ifadelerinde verilmiştir. $c_1$ roll off etkisinin hesaba katılmasını sağlayan sönüm elemanı ve $c_0$ yüksek hızlarda gözlenen viskoz sönüm katsayısı, $k_1$ bazı MR sönümleyicilerde bulunan akümülatörün rijitliğini ve $k_0$ yüksek hızlardaki rijitliği temsil etmektedir.




Şekil 3.5. Bouc-Wen Mekanik Modeli

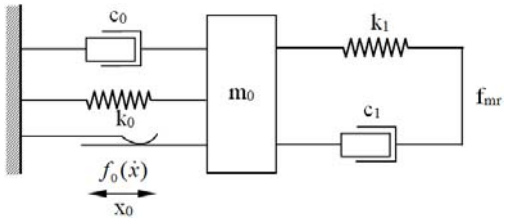
$$f_{mr} = c_1\dot{y} + k_1.(x - x_0) \quad (3.5)$$

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1}\{\alpha z + c_0\dot{x} + k_0(x - y)\} \quad (3.6)$$

$$\dot{z} = -\varphi|\dot{x} - \dot{y}|z|z|^{n-1} - \beta|z|^n + \kappa(\dot{x} - \dot{y}) \quad (3.7)$$

### 3.2.1.3. Hiperbolik Tanjant Modeli

Gavin [11] ve Gavin ve arkadaşları [12] ER sönümleyiciler için Gamota ve Filisko tarafından bulunan modeli basitleştirerek şekil 3.6'da verilmiş olan yeni bir modeli ileri sürmüşlerdir. Model, coulomb sürtünme elemanı boyunca harekete direnç gösteren kütle elemanına bağlı, iki adet Voight elemanını içermektedir. Modele ait denklemler 3.8-3.11 de verilmiştir. Denklemlerdeki $k_0$ ve $c_0$ akma sonrasındaki davranışı modellerken, $k_1$ ve $c_1$ akma öncesi viskoelastik davranışı modellemektedir. $m_0$ cihaz ve akışkanın kütlesi, $f_0$ akma kuvvetidir. $x_0 = [x_0\ \dot{x}_0]^T$, $x_0$ plastik deformasyon, $\dot{x}_0$ plastik deformasyonun hızıdır ve bunlar sistemin durumunu tanımlamaktadırlar. Bu model giriş olarak $x = [x\ \dot{x}]^T$'yi alır. Hiperbolik tanjant, signum fonksiyonuna yaklaşmak için kullanılır. Tüm $f_0$tanh terimleri akma mekanizmasını temsil etmekte kullanılan bir yaklaşımı ifade etmektedir. $V_{ref}$ akma fonksiyonunun kesinliğini yönlendiren referans hızdır. Sistem, ön akma viskoelastik özelliğin dinamik etkilerini, hacim sıkıştırılabilirliğini ve sönümleyicinin rijitlik ve ataletini hızın işareti değiştiğinde hesaba katar.




Şekil 3.6. Hiperbolik Tanjant Mekanik Modeli

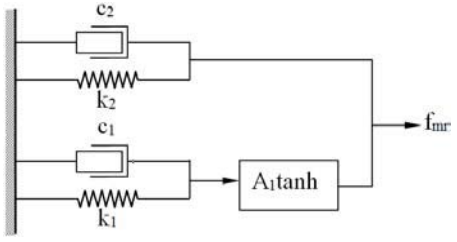
$$\dot{x}_0 = \Xi_1 x_0 + \Xi_2 x + \Xi_3 f_0 \tanh(\dot{x}_0 / V_r) \quad (3.8.)$$

$$f_{mr} = \begin{bmatrix} -k_1 \\ -c_1 \end{bmatrix}^T x_0 + \begin{bmatrix} k_1 \\ c_1 \end{bmatrix}^T x \quad (3.9)$$

$$\Xi_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\dfrac{(k_0 + k_1)}{m_0} & -\dfrac{(c_0 + c_1)}{m_0} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$\Xi_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\dfrac{k_1}{m_0} & -\dfrac{c_1}{m_0} \end{bmatrix}, \Xi_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ -\dfrac{1}{m_0} \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

Hiperbolik tanjant modeli için ortaya atılan başka bir model şekil 3.7'de verilmiştir [13]. Bu modelde sönümleyicinin ürettiği kuvvet denklem 3.12'de verilmiştir. Buradaki $\dot{x}$ piston hızı, $A_1$ akışkanın dinamik akma kuvveti, $A_2$ ve $A_3$ sırasıyla akma sonrası ve akma öncesi viskoz sönüm katsayı parametreleri, $V_0$ ve $X_0$ sırasıyla histeretik kritik hız ve histeretik kritik yerdeğiştirme değerleridir. Sinüzoidal tahrik altında ($x = a\sin\theta$, $\dot{x} = a\omega\cos\theta$, $\theta = \omega t + \varphi$, $\theta_0 = \arctan(V_0/\omega X_0)$), Eğer $\theta_0 = 0$ ve $A_3 = \infty$ ise denklem 3.12, Bingham modelindeki ifade olan $f_{mr} = A_1 \operatorname{sgn}\dot{x} + A_2 x$ haline indirgenir.



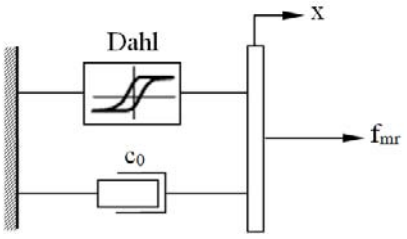

Şekil 3.7. Hiperbolik Tanjant Modeli

$$f_{mr} = A_1 \tanh\left(A_3\left(\dot{x} + \frac{V_0}{X_0}x\right)\right) + A_2\left(\dot{x} + \frac{V_0}{X_0}x\right) \quad (3.12)$$

#### 3.2.1.4. Dahl Sürtünme Modeli

Bouc-Wen modelinin giriş ve çıkışı arasındaki ilişkiyle, parametre ayarları arasındaki uyuşmazlık nedeniyle, Bouc-Wen modelinde parametre artışı gerekli görülerek viskoz+Dahl modeli öne sürülmüştür [14, 15].

Dahl modeli aslında hareketin yönü değiştiğinde, sürtünme kuvvetinde gecikmeli bir değişim gösteren bir coulomb sürtünme elemanıdır. Viskoz+Dahl MR sönümleyici modeli için ortaya atılan fiziksel model şekil 3.8'de gösterilmiştir. Matematiksel modeli 3.13 ve 3.14 ifadelerinde verilmiştir. İfadelerdeki $k_x$ ve $k_w$ voltaja bağlıdır. Model, MR sönümleyici davranışını Bouc-Wen modeli kadar kesin temsil etmektedir. Metod Aguirre ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada büyük boyutlu MR sönümleyicilerde başarıyla uygulanmıştır.




Şekil 3.8. Dahl Mekanik Modeli

$$f_{mr} = k_x(\upsilon)\dot{x}(t) + k_w(\upsilon)z(t) \quad (3.13)$$

$$\dot{z} = \rho(\dot{x} - |\dot{x}|\, z) \quad (3.14)$$

#### 3.2.1.5. Diğer Parametrik Modeller

Sürtünme dinamiğini tanımlayan LuGre modeline dayanan bir MR sönümleyici modeli Alvarez ve Jimenez [16] tarafından ileri sürülmüştür ve daha sonra bu model Jimenez ve Alvarez Icaza [17] tarafından modifiye edilmiştir. Modifiye edilmiş model, parametreler bazında lineerdi. Böylece model parametrelerini standart rekürsiv tanımlama algoritmalarını kullanarak deneysel verilere uyuşturmak mümkün hale geliyordu. Yang ve Shen [18] MR sönümleyiciyi modellemek için üç parametre bilineer histerezis modelini ileri sürdüler. Ayrıca Ma ve arkadaşları [19] sönümleyicinin anlık davranışını iyi bir yaklaşıklıkla modelleyen ama tahrik/cevap durumlarındaki değişimleri için yeterli olmayan bir model geliştirmişlerdir.

### 3.2.2. Parametrik Olmayan Modeller

Bu teknikler deneysel verilere dayanarak MR damperleri modellemede oldukça sık şekilde kullanım alanı bulmaktadır. Bunlar; yapay sinir ağları modeli, bulanık mantık modeli ve [20] ve [21] referanslarında görülebilecek diğer modellerden oluşmaktadırlar.

## 4. MR SÖNÜMLEYİCİLER İÇİN YARI-AKTİF KONTROL TEKNİKLERİ

Kontrol teknikleri iki sınıfa ayrılabilir: model tabanlı kontrol ve akıllı teknoloji tabanlı kontrol. MR sönümleyiciler ile kullanılan en yaygın kontrol tekniklerinin bazıları aşağıda özetlenmiştir.

### 4.1. Model Tabanlı Kontrol

#### 4.1.1. Kısaltılmış (clipped) Optimal Kontrol

Kısaltılmış (clipped) optimal kontrol MR sönümleyiciye sahip yapıların kontrolü için kullanılan ilk tekniklerden birisidir. Dyke ve arkadaşları [22] hız ve yer değiştirme geri beslemesine yönelik gereksinimleri elimine ederek ivme geri beslemesi temelli bir kısaltılmış optimal kontrol tekniğini ileri sürmüşlerdir. Teknik, var olan ölçümlere dayanarak, istenen kontrol kuvvetini hesaplayan lineer bir optimal kontrolcü tasarlanmasını içermekteydi. Bununla birlikte MR sönümleyici kuvvetini kumanda etmenin tek yolu akım veya voltajı kontrol ederek manyetik alanı değiştirmekti. Aşağıdaki algoritma kontrol sinyalini tahmin etmeye yöneliktir: kontrolcü tarafından hesaplanan, istenen kuvvet değeri sönümleyici tarafından üretildiğinde voltaj aynı kalır. Eğer sönümleyici tarafından üretilen kuvvetin büyüklüğü istenen optimal kuvvet değerinden küçükse ve iki kuvvet aynı işarete sahipse, akım sürücüsüne uygulanan voltaj maksimum seviyeye çıkar, aksi taktirde voltaj sıfıra ayarlanır.

Algoritma çeşitli MR sönümleyicilere başarıyla uygulanmıştır [23]. Ayrıca yatay sismik tahriklere maruz, asimetrik binaların yanal ve torsiyonel titreşim cevaplarını azaltmakta da kullanılmıştır [24]. Bu algoritma tekniği kullanılarak yapılan diğer çalışmalar [25, 26, 27] referanslarında bulunabilir.

### 4.1.2. Lyapunov Kararlılık Teorisine Dayalı Kontrol

Lyapunov kararlılık teorisine göre pozitif tanımlı V(z) fonksiyonu ve $\dot{V}(z)$ gibi negatif yarı tanımlı fonksiyonlar varsa başlangıç kararlıdır. O zaman kontrol tasarımının amacı $\dot{V}(z)$'i mümkün olduğu kadar negatif yapmak için kontrol girişlerini seçmektir. Bu özelliği sağlayan tek bir fonksiyon yoktur bu yüzden kontrol kanunlarının çeşitliliğine sebep olur.

[28, 29, 30, 31] Lyapunov kararlılık teorisini kullanarak tasarladıkları kontrolcü ile MR sönümleyiciye sahip köprü ve binaların titreşimlerini azaltmaya yönelik çalışmalarda bulunmuşlardır. Ayrıca Park ve Jeon [32] da aynı yöntemle araç süspansiyon sistemlerindeki titreşimi azaltmaya yönelik uygulamada bulunmuşlardır.

### 4.1.3. Bang-bang Kontrol

Bu kontrol tekniği de Jansen ve Dyke [28] tarafından MR sönümleyicili yapılarda test edilmiştir. Ayrıca ER sönümleyiciye sahip yapılarda, iletilen mekanik enerjiyi minimize etmeyi amaçlayan ilk çalışmalar McClamroch ve ark. [33] ve McClamroch ve Gavin [34] tarafından yapılmıştır.

### 4.1.4. Kayan Kipli Kontrol

Kayan kipli kontrol yöntemi, kontrolcünün dizaynında kullanılan model ile sistem arasındaki uyuşmazlıklardan ve parametre değişikliklerinden etkilenmeyen gürbüz bir kontrol yöntemidir. SMC (Sliding Mode Control) nin özelliklerinden birisi, kayma yüzeyinde iken birinci mertebeden bir sistem gibi davranmasını sağlayarak, cevabın aşma yapmadan istenen değere gelmesini sağlamaktır. Bu yöntem kararsız sistemlere de uygulanabilmektedir. SMC ile gerçekleştirilmiş kontrole ilişkin uygulamalar [35] ve [36] da bulunabilir.

### 4.1.5. Geri Adımlamalı Kontrol

Bu teknik doğrusal olmayan (nonlineer) sistemlerin adaptif kontrolü için geliştirilmiştir. İlgili sistemin kararlılık analizi Lyapunov teorisinden yararlanılarak gerçekleştirilmektedir. Bu analiz için Lyapunov yöntemi ile denetim ve uyarlama kanunları birleştirilir.

### 4.1.6. Kantitatif Geri Besleme Teorisi

QFT (Quantitative Feedback Theory) bir frekans kontrol tekniğidir. Frekansa dayalı kontrol tekniklerinden biri olarak bu kontrol tekniği Luo ve ark. [37] tarafından lineer yapılarda titreşimleri azaltmak için ileri sürülmüştür. Villamizar ve ark. [38] MR sönümleyiciye sahip yapılarda da bunu devam ettirmişlerdir. Nümerik simülasyonlar ve küçük boyutlu numunelerdeki deneyler bu kontrol tekniğinin daha büyük boyutlu yapılarda da uygulanabilir olduğunu göstermiştir.

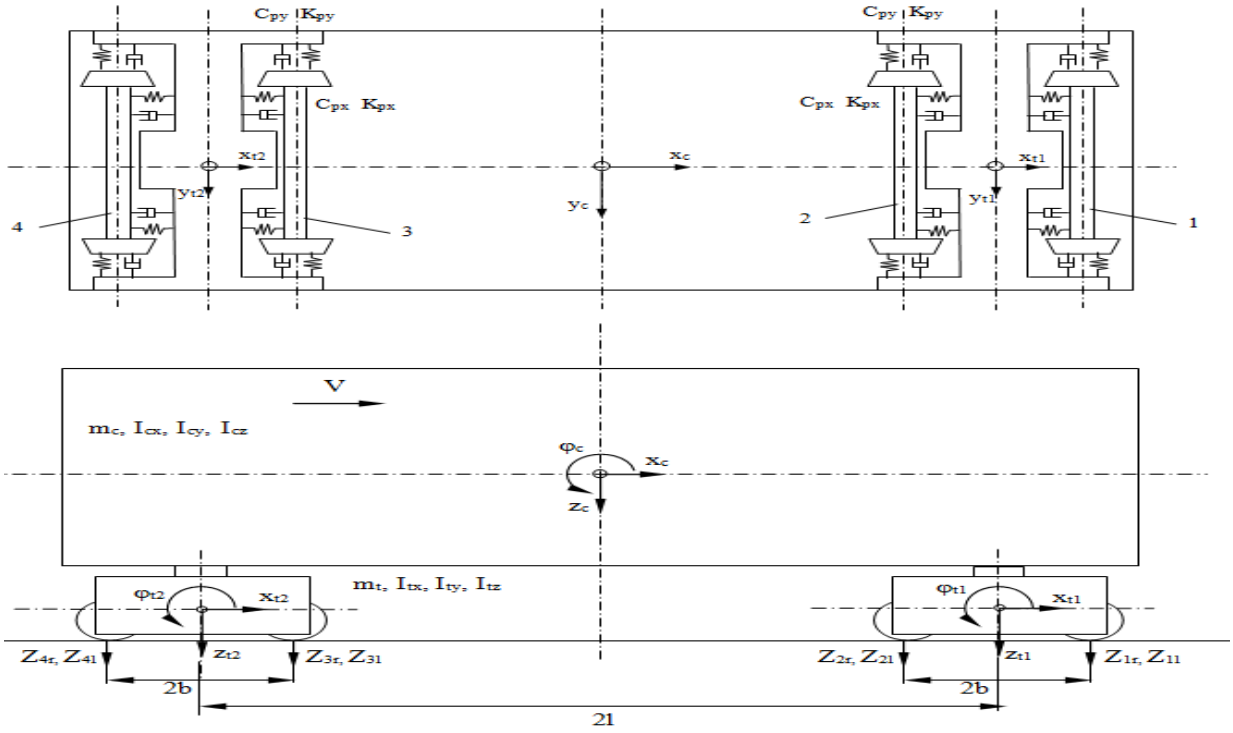
### 4.1.7. $H_2$ ve $H\infty$ Kontrol

İşletim koşullarının değiştiği durumlarda, uyarlamalı yapılar sayesinde kontrolcü kazançları anlık olarak güncellenerek sistemin kararlılığı korunmaya çalışılmaktadır. Ancak sistemdeki parametre belirsizlikleri ve özellikle bozucu girişlerin büyüklüğü arttığında, geleneksel yaklaşımların başarılı olmadığı gözlemlenmektedir. Bu tip durumlarda sıklıkla başvurulan yöntemlerden biri bu tekniktir. Bu teknikle amaçlanan; farklı çalışma koşullarında kararlılığını yitirmeden çalışabilmesi ve birçok kontrol sisteminin görevini tek başına yerine getirmesidir.

## 4.2. Model Tabanlı Olmayan Kontrol

Yapısal kontrol için hesaplama tabanlı kontrolün kullanımı hakkında literatürde birçok kaynak bulunabilir. MR sönümleyicilerin kontrolüne ve yarı-aktif modellenmesine ilişkin çok kullanılan metodlara örnek olarak yapay sinir ağları, bulanık mantık ve genetik algoritma örnek olarak verilebilir. Mesela Kim ve ark. [39] MR sönümleyiciyi tahrik etmek için gerekli sinyali hesaplamak için yapının yerdeğiştirme ve ivme bilgilerini kullanan bir bulanık mantık kontrolcü kullanmışlardır. Daha sonra, Kim ve Roschke [40] tarafından genetik algoritma kullanılarak önceki çalışmadaki bulanık mantık modeli optimize edildi.

Genel olarak bu çalışmalardan ortaya çıkan sonuç; bu algoritmaların uygulanma sayısı ve hızının model tabanlı kontrollere göre arttığıdır. Bu modellerin diğer bir avantajı sönümleyicinin ters modelini kolayca elde



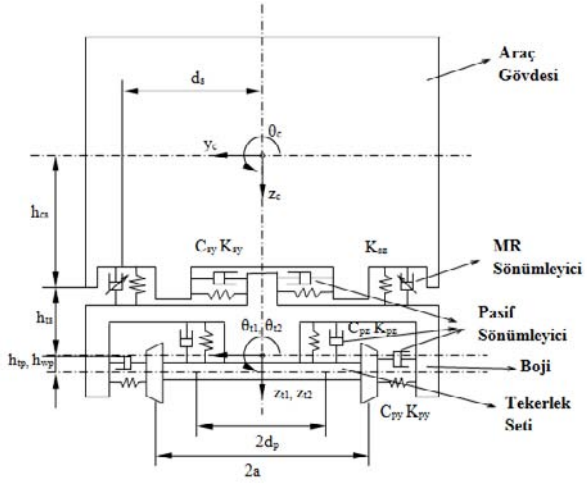

Şekil 5.1. Dokuz Serbestlik Dereceli Araç Modeli

edebilmesidir. Dahası bu tür kontrolcüler gürbüzdür. Son olarak bu kontrolcülerin uygulanmasının, özellikle yapay sinir ağlarının, hızlı oluşları, fazla işlemci gücü gerektirmemesi gibi faktörler sayesinde uygulama alanları ve sayısı gelişmiştir.

## 5. RAYLI SİSTEM ARACINA YÖNELİK UYGULAMA

Dokuz serbestlik dereceli araç modeli şekil 5.1. ve 5.2. de görülebilir. Bu model; bir araç gövdesi, iki adet boji, iki tekerlek seti dolayısıyla dört adet tekerlekten meydana gelmektedir. İkincil süspansiyonlarda MR sönümleyiciler bulunmakta ve bunlar bojilerin, tekerlek setlerinin ve araç gövdesinin dikey, kafa vurma (pitching) ve yalpalama (rolling) hareketlerini sönümlemek için kullanılmıştır.

5.1-5.9 ifadeleri Newton'un ikinci kanununa uygun olarak türetilmiştir. $f_{izlr}$, $f_{izll}$, $f_{iztr}$, $f_{iztl}$ MR sönümleyicilerin ürettiği kuvveti temsil etmektedir. İfadelerdeki indislerden ilk indis süspansiyon sisteminin birincil veya ikincil olduğunu ifade etmektedir. İkinci indis kuvvetin hangi eksen boyunca olduğunu göstermektedir. Üçüncü indiste l, sağ taraftaki bojiyi göstermekte t ise sol taraftakini göstermektedir. Son olarak dördüncü indis ise




Şekil 5.2. Dokuz Serbestlik Dereceli Araç Modeli

sol (l) ve sağdaki (r) süspansiyon sistemlerini temsil etmektedir.

$$m_c\ddot{z}_c = F_{iz1r} + F_{iz1l} + F_{iztr} + F_{iztl} + f_{izlr} + f_{izll} + f_{iztr} + f_{iztl} \quad (5.1)$$

$$I_{cy}\ddot{\phi}_c = (F_{ixlr} + F_{ixll})h_{cs} + (F_{ixtr} + F_{ixtl})h_c - (F_{izlr} + F_{izll})l + (F_{iztr} + F_{iztl})l - (f_{izlr} + f_{izll})l + (f_{iztr} + f_{iztl})l \quad (5.2)$$

$$I_{cx}\ddot{\theta}_c = -(F_{iylr} + F_{iyll})h_{cs} - (F_{iytr} + F_{iytl})h_{cs} + (F_{izlr} + F_{iztr})d_s - (F_{izll} + F_{iztl})d_s + (f_{izlr} + f_{iztr})d_s - (f_{izll} + f_{iztl})d_s \quad (5.3)$$

$$m_t \ddot{z}_{t1} = -(F_{izlr} + F_{izll}) + (F_{bz1r} + F_{bz2r}) + (F_{bz1l} + F_{bz2l}) - (f_{izlr} + f_{izll}) \quad (5.4)$$

$$I_{ty}\ddot{\phi}_{t1} = (F_{ixlr} + F_{iyll})h_{ts} + (F_{bx1r} + F_{bx1l})h_{tp} + (F_{bx2r} + F_{bx2l})h_{tp} - (F_{bz1r} + F_{bz1l})b + (F_{bz2r} + F_{bz2l})b \quad (5.5)$$

$$I_{tx}\ddot{\theta}_{t1} = -(F_{iylr} + F_{iyll})h_{ts} - (F_{izlr} - F_{izll})d_s - (F_{by1r} + F_{by2r})h_{tp} - (F_{by1l} + F_{by2l})h_{tp} + (F_{bz1r} + F_{bz2r})d_p - (F_{bz1r} + F_{bz2l})d_p - (f_{izlr} - f_{izll})d_s \quad (5.6)$$

$$m_t \ddot{z}_{t2} = -(F_{iztr} + F_{iztl}) + (F_{bz3r} + F_{bz3l}) + (F_{bz4r} + F_{bz4l}) - (f_{iztr} + f_{iztl}) \quad (5.7)$$

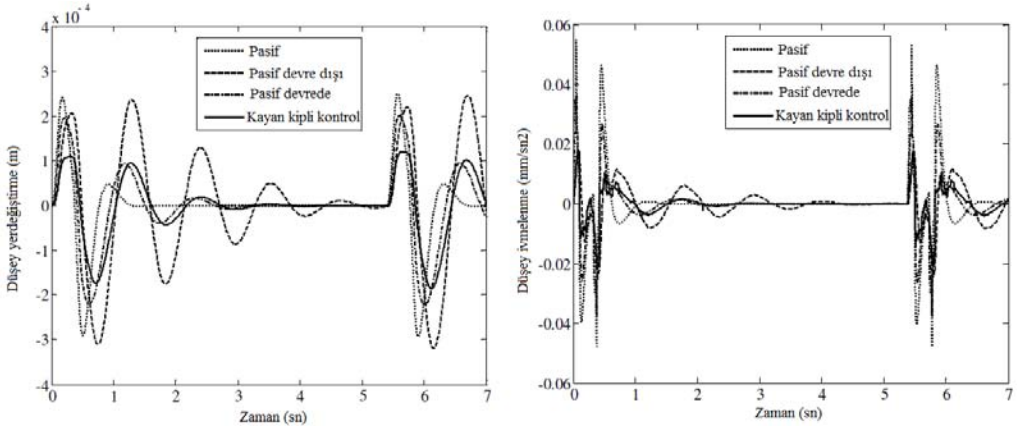
$$I_{ty}\ddot{\phi}_{t2} = (F_{ixtr} + F_{ixtl})h_{ts} + (F_{bx3r} + F_{bx3l})h_{tp} + (F_{bx4r} + F_{bx4l})h_{tp} - (F_{bz3r} + F_{bz3l})b + (F_{bz4r} + F_{bz4l})b \quad (5.8)$$

$$I_{tx}\ddot{\theta}_{t2} = -(F_{iytr} + F_{iyt1})h_{ts} - (F_{iztr} - F_{izt1})d_s - (F_{by3r} + F_{by4r})h_{tp} - (F_{by31} + F_{by41})h_{tp} + (F_{bz3r} + F_{bz4r})d_p - (F_{bz31} + F_{bz41})d_p - (f_{iztr} - f_{izt1})d_s \quad (5.9)$$

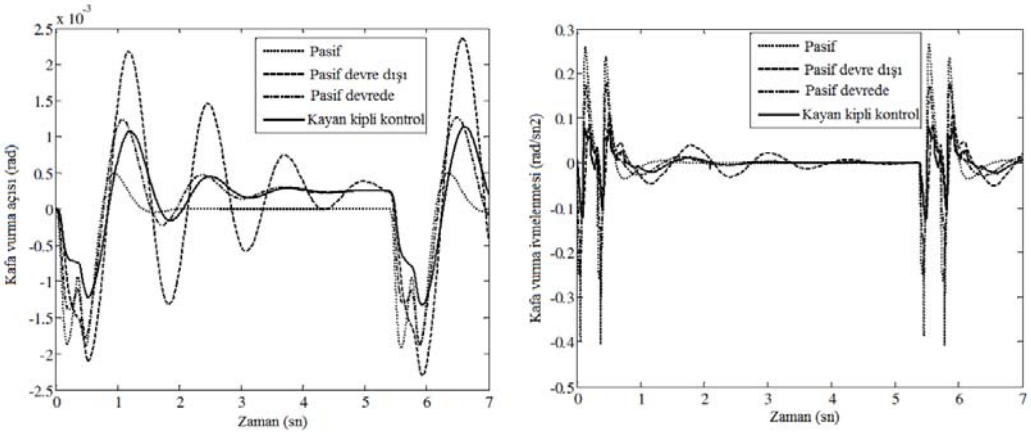
Bunlara göre; araçtaki MR sönümleyicileri modellemek için şekil 3.5'deki model uygulanır ve kontrol yöntemi olarak da kayan kipli kontrol (sliding mode control) yöntemi uygulanırsa dikey, yalpalama (rolling) ve kafa vurma (pitching) titreşimlerinin hangi seviyeye çekilebileceği [42] nolu çalışmada incelenmiştir.

## 6.SONUÇ

Çalışmada raylı sistem aracına tahrik olarak 0.01 m büyüklüğünde düşey doğrultuda darbe fonksiyonu uygulanmış ve sonuç olarak şekil 5.3 ve 5.4'teki grafikler elde edilmiştir. Şekillerden görüleceği üzere kontrollü sistemin pasif süspansiyon sistemlerine göre titreşim sönümlemede belirgin bir üstünlüğü mevcuttur. Yalpalama hareketinin değişimini gösteren grafiğin bulunmamasının nedeni, sistemde sadece düşey yönde bir tahriğin bulunması ve bunun yalpalama hareketine etkisinin olmamasıdır. Yalpalama hareketi için bir tahrik girişi bulunmadığı için alınan cevap, hareketin her anında sıfır değerindedir.




Şekil 5.3. Düşey yerdeğiştirme genliği ve ivmelenmesi [42]




Şekil 5.4. Kafa vurma açısı ve ivmelenmesi [42]

## 7. KAYNAKLAR


1. Sasaki, K., Kamoshita, S., Enomolo, M., "A design and bench test of multi-modal active suspension of railway vehicle", Proceedings of the 20th International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation (IECON'94), Italy, s. 2011-2016, 1994.
2. Shimamune, R. and Tanifuji, K., "Application of oil-hydraulic actuator for active suspension of railway vehicle: experimental study", Proceedings of the 34th Society of Instrument and Control Engineers Annual Conference (SICE'95), Japan, s.1335-1340, 1995
3. Spencer, B., Dyke, S., Sain, M., Carlson, J., "Phenomenological model of a magnetorheological damper", ASCE Journal of Engineering Mechanics, 123, s.230-238, 1997.
4. Giuclea, M., Sireteanu, T., Stancioiu, D., Stammers, W.D.,"Modelling of Magnetorhological Damper Dynamic Behaviour by Genetic Algorithms Based Inverse Method", Proceedings of the Romanian Academy, Romania, 2004.
5. Lu-Hang Zong , Xing-Long Gong , Shou-Hu Xuan, Chao-Yang Guo "Semi-active H∞ control of high-speed railway vehicle suspension with magnetorheological dampers", Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 2013.
6. Hudha, K., Harun, M. Hafiz, Harun, M. Hanif, Jamaluddin, H., "Lateral Suspension Control of Railway Vehicle Using Semi-Active Magnetorheological Damper" IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV), Baden-Baden, Germany, s.728-733, 2011.
7. Şahin, İ., Öz, H.R., Engin, T., İlhan, A., Akpolat, A., "Manyetik Sıvılı Damperlerin Yapısal Analizi" Mühendis ve Makine, sayı 551, s.41-50,2005.
8. Shames, I. H., Cozzarelli, F. A. (1992), "Elastic and inelastic stress, englewood cliffs", New Jersey, U.S.A., s. 120-122, 1992.
9. Gamota, D., Filisko, F., "Dynamic mechanical studies of electrorheological materials: moderate frequencies", Journal of Rheology, 35, s.399-425, 1991.
10. Wen, Y. K., "Method for random vibration of hysteretic systems", Journal of Engineering Mechanics, 102, s.249-263, 1976.
11. Gavin, H., "Multi-duct ER dampers", Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 12, s.353-366, 2001.
12. Gavin, H., Hoagg, J., Dobossy, M., "Optimal design of MR dampers", Proceedings U.S.-Japan Workshop on Smart Structures for Improved Seismic Performance in Urban Regions, Seattle, Washington, U.S.A., 2001.
13. Guo, S., Yang, S., Pan, C., "Dynamic modeling of magnetorheological damper behaviours", Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 12, s.667-673., 2006.
14. Ikhouane, F., Dyke, S., "Modeling and identification of a shear mode magnetorheological damper", Smart Materials and Structures, 16, s.1-12, 2007.
15. Ikhouane, F., Rodellar. J., "Systems with hysteresis: Analysis, identification and control using the Bouc-Wen model", John Wiley & Sons, (2007).
16. Alvarez, L., Jimenez, R., Semi-active control of civil structures using magnetorheological dampers, Proceedings of the American Control Conference, Denver, U.S.A., 2003.
17. Jimenez, R., Icaza, A., "LuGre friction model for a magnetorheological dampers", Structural Control and Health Monitoring, 12, s.91-116, 2005.
18. Yang, S., Shen, Y., "Recent advances in dynamics and control of hysteretic nonlinear systems, "The Second International Confercnce on Dynamics", Vibration and Control, China, 2006..
19. Ma, X., Wang, E., Rakheja, S., Su, C., "Evaluation of modified hysteresis models for magneto-rheological fluid dampers", Proccedings of the Fourth International Conference on Control and Automation (ICCA'03)1, Montreal, Canada, 2003.
20. Choi, S., Lee, S., Park, Y., "A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magnetorheological dampers", Journal of Sound and Vibration, 245, s.375-383, 2001.
21. Song, X., Ahmadian, M., Southward, S., "Modeling magnetorheological dampers with application of nonparametric approaches", Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 16, s.421-432, 2005.
22. Dyke, S., Spencer, B., Sairi, M. Carlson, J., "Modelling and control of magnetorheological dampers for seismic response reduction", Smart Materials and Structures, 5, s.565-575, 1996.
23. Yi, F., Dyke, S., Caicedo, J., Carlson, J. (2001), "Experimental verification of multiinput seismic control strategies for smart dampers", Journal of Engineering Mechanics, 127, s.1152-1164, 2001.
24. Yoshida, O., Dyke, S., Giacosa, L., Truman, K., "Experimental verification of torsional response control of asymmetric buildings using MR dampers", Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 32, s.2085-2105, 2002.
25. Ramallo, J., Johnson, E., Jr., B. S., "Smart based isolation systems", Journal of

Engineering
Mechanics, 128, s.1088-1099, 2002.

26. Christenson, R., Emmons, A., "Semiactive structural control of a nonlinear building model:
considering reliability", ASCE Structures Congress 2005, New York, New York, U.S.A., 2005.
27. Johnson, E., Baker, G., Spencer, B., Fujino, Y., "Semiactive damping of stay cables", ASCE
Journal of Engineering Mechanics, 133, s.1-11, 2007.
28. Jansen, L., Dyke, S., "Semiactive control strategies for MR dampers: comparative study", Journal
of Engineering Mechanics, 126, s.795-803, 2000.
29. Yang, G., "Large-scale magnetorheological fluid damper for vibration mitigation: modeling, testing and control", Doktora, University of Notre Dame, 2001.
30. Wang, X., Gordaninejad, F., "Lyapunov-based control of a bridge using magneto-rheological fluid dampers", Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 13, s.415-419, 2002.
31. Luo, N., Rodellar, J., Villamizar, R., "Robust control law for a friction-based semiactive controllcr
of a two-span bridge, Proc. SPIE I0th Annual International Symposium on Smart Structures and
Materials, San Diego, California, U.S.A., 2003.
32. Park, C., Jeon, D., "Semiactive vibration control of a smart seat with an MR fluid damper
considering its time delay", Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 13, s.521-524, 2002.
33. McClamroch, N., Gavin, H., Ortiz, D. Hanson, R., "Electrorheological dampers and semi-active
structural control, Proceedings of the 33rd Conference on Decision and Control, Lake Bucna Vista,
U.S.A., 1994.
34. McClamroch, N., Gavin, H., "Closed loop structural control using electrorheological dampers", Proceedings of the American Control Conference, Seattle, Washington, U.S.A., 1995.
35. Villamizar, R., Luo, N., Vehi, J., Rodellar, J., "Semiactive sliding mode control of uncertain base
isolatcd structures with actuator dynamics", Proc. SPIE 10th Annual International Symposium on
Smart Structures and Materials, Warsaw, Poland, 2003.
36. Moon. S., Bergrnan, L., Voulgaris, P., "Sliding mode control of cable-stayed bridge subjected to
seismic excitation", Journal of Engineering Mechanics, 129, s.71-78, 2003.
37. Luo, N., Villamizar. R., Vehi, J., "Quantitative feedback theory (QFT): application to structural
control", China-Japan-US Symposium on Health Monitoring and Control of Structures, Dalian,
China, 2004.
38. Villamizar, R., Luo, N., Vehi, J., Rodellar, J., "Active and semiactive QFT control for the structural vibration attenuation", International Conference on Mechanical Vibration and Noise, St.
Louis, U.S.A., 2004.
39. Kim, H., Roschke, P., "Fuzzy control of base-isolation system using multi-objective genetic algorithm, Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering, 21, s.436-446, 2006.
40. Kim, H., Roschke, P., Lin, P., Loh, C., "Neuro-fuzzy model of hybrid semi-active base isolation
system with FPS bearings and an MR damper", Engineering Structures, 28, s.947-958, 2006.
41. Poynor, J. C., "Innovative Designs for Magneto-rheological Dampers", Yüksek Lisans Tezi, Virginia Politeknik Enstitüsü, 2001.
42. El Gamal, H., Rezeka, S., El Faham, I., El Kader, M., "Sliding Control of Magneto-Rheological Dampers in Trains" EuroJournal Publishing, s.139-152, 2012.

# YAPAY SİNİR AĞLARI KULLANARAK SU POMPALARININ KUVVET ANALİZİ.

Menderes KALKAT
Niğde Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü 51240, NİĞDE

## ÖZET

İleri teknolojik gelişmelere ve geliştirmelere rağmen, özellikle tarımsal sulamada kullanılan su pompalarının, kapasitesinin üzerinde kullanım neticesinde, istenmeyen arızalar oluşmaktadır. Bu bildiride, tasarlanmış bir pompanın kuvvet analizi, yapay sinir ağı (YSA) kullanılarak analiz edilmiştir. Bu tür analizler, pompa sisteminin gelişimi bakımından; gereklidir. Ayrıca, kaldırma kuvvetini sağlamak için lineer aktuator (kumanda, tahrik kolu) kullanımı, bu gereksinimi karşılama yönteminin bir parçası olarak incelenmiştir. Sonlu eleman analizi ve önerilen YSA yaklaşımı ile birleştirilen yinelemeli bir süreç lineer aktüatörün bir çok geometriksel ve elektriksel konfigürasyonu arasında karşılaştırma yapmaya izin verecek şekilde tasarlanmıştır. Önerilen, YSA ile bulunan bu sonuçlar, deneysel su pompalarının güç ve çalışma parametrelerine uyum sağlamada üstün performansa sahip olduğunu göstermiştir.

**Anahtar kelimeler:** Lineer motorlar, aktuatörler, Nöral (sinir) ağı yaklaşımı, su pompaları

# FORCE ANAYSIS OF WATER PUMPS USING ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS

## ABSTRACT

Water pumps are very important systems for transferring efficient water in real life applications. For that reason, it is very important to analyze the parameters of the water pump systems. In this investigation a constructed and powered, water pump system's forces are analyzed with proposed neural networks predictors for identification in real life applications. The results of simulations improved that the proposed neural network has superiority performance to adapt force and work parameters of the water pumps.

Keywords: Linear motors; actuators; neural network predictors; water pumps

## 1. GİRİŞ

Bu çalışmada, pompalama sistemi olarak tüm çalışmalar ve kaldırma güçlerini sağlamak üzere olası bir mod olarak lineer aktuator seçildi. Aktüatörün davranışı; direnç, endüktans, strok, ve güç dahil olmak üzere birtakım değişik parametrelerle tanımlandı. Bu parametrelerin herbiri istenilen özellikleri karşılamak için ayrı ayrı olarak ayarlanabilir. Yine de, aktuator sistem içine yerleştirildiğinde genel performans, tanımlanan parametrelerin hepsi arasındaki bir takım karmaşık etkileşimler tarafından belirlenir. Pompalama sisteminin bütününün verimliliği ve yapılan işe göre karar verilmesi büyük öneme sahiptir ve bu yüzden tek tek bileşenlerin basitçe

optimizasyonunu değil bütün parametrelerin küresel optimizasyonunu gerektirir.

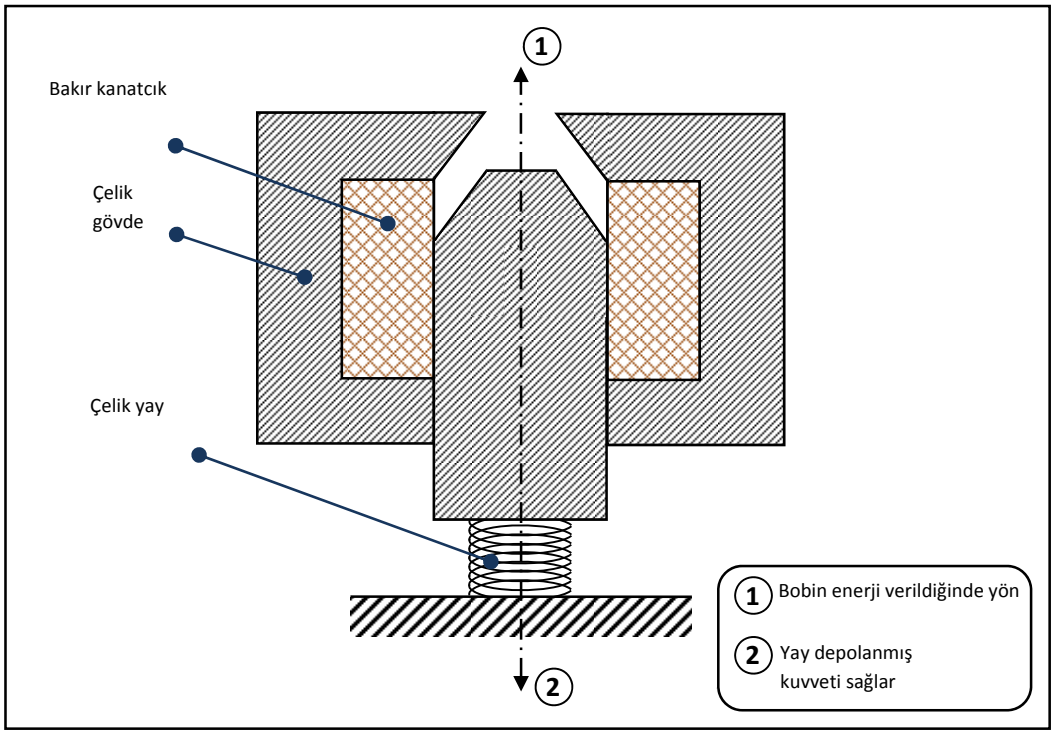
Sipariş üzerine elektrikli bir makineye dayalı yeni bir cihaz geliştirmek, belki daha kapsamlı olan ve daima bir dizayn ve optimizasyon safhası gerektirecektir.[1] Aktüator üzerinde konmuş fiziksel kısıtlamalar nedeniyle sınırlanmış parametre alanını araştırmak için araçlar sağlayan bir yaklaşım bulundu.

Su çıkarma cihazlarının, bakım ve tamir süreçlerindeki yetersizlikler yüzünden gelişmekte olan ülkeler bağlamında güvenilemez olduğu görülmüştür. [2] Genellikle, pompalar uzun dönem sürdürülebilirliği yeterince düşünülmeksizin bağışlayıcılar tarafından sağlanmıştır. Bu şekildeki bir basitleştirme tamir imkanını ve hatta gelişmekte olan ülkelerdeki atölyelerde üretilmesini sağlayacaktır. Lineer motorlar, robotikler ve enerji üretimi gibi çok çeşitli uygulamalarda önerilip kullanılırken, su pompalarının kullanımı kuyu su pompalarını kapsamamıştır. Ancak, yüzeye monte üniteler Perris ve Salameh (1995) tarafından önerilmiş ve daha sonra Andrada ve Castro (2007) tarafından daha da geliştirilmiştir.

## 2. SU POMPASININ TASARIMI

Bu bölüm, önerilen su pompasının tasarım sürecini tanımlar. Sondajın yapısı dairesel olduğundan, genel bir silindirik şekil, yararlı alanın en iyi şekilde kullanımını sağlar. Pompa gövdesinin çapını göz önüne alırsak [bu]esasen sondajın çapı tarafından sınırlandırılır. Küçük sondajlara denk gelsin diye maksimum izin verilebilir gövde çapı 100mm olarak ayarlanmıştır; bu [ayarlama], normal koşullarda kullanılırsa geliştirmeye müsait olabilecek en zorlayıcı ortamlara ayarlıdır. Malzemeler, prototiplemeyi çabucak uygulamak için geliştirme aşamasında seçilmiştir fakat aynı zamanda son kullanıcı ülkelerde kolayca uyarlanabilecek ya da mevcut olan malzemelerin seçimine özen gösterilmiştir.

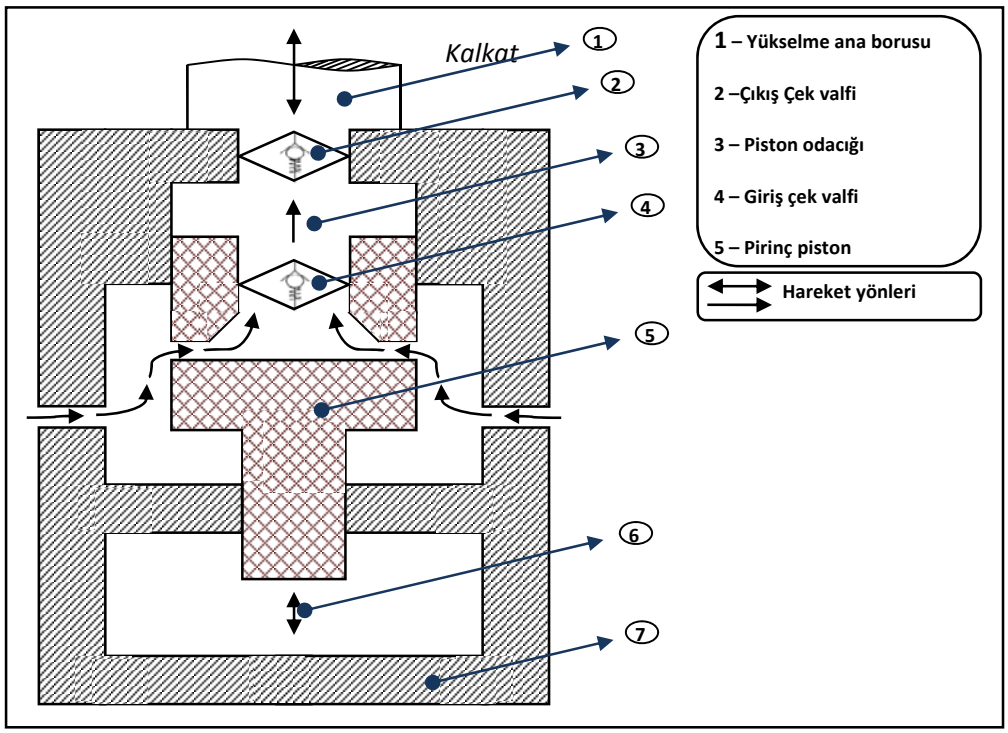
Daimi mıknatıs kullanımı, bunlarla çalışma ve elde etme zorluğundan dolayı bırakılmıştır. Manyetik akım bu yüzden sarım boyunca dolaşan akım tarafından üretilmelidir. Güç üretmek amacıyla manyetik yüzeylerin ayarlanması için seçenekler, DC operasyonu ve genel silindirik şeklin gereklilikleri yüzünden oldukça kısıtlanmıştır. Bu seçenek teğetsel olarak veya normal olarak hareket etmeye izin veren yüzeylerin güç/pozisyon özellikleri arasındadır. Normal konfigrasyonda çalışan aktuatörler, ağızdan itibaren birden derinliğine genişleyen küçük deliklerde yüksek bir güç ortaya çıkarmaktadır. Uygulama bağlamında bir pompanın geliştirilmesi için tanımlanan konuların çoğu bu cihazın tasarımında anlatılmış olsada kullanılabilir güçten yararlanmayı geliştirme konusunda dikkate değer bir pay olduğu düşünülmekteydi. Bunu yapmak için birincil araç aktif yüzeydeki konik şekilli bir aktuatörde bulunan normal ve teğetsel özellikleri harmanlayarak yararlı strok'u artırmaktı.[3]




Şekil 1. Yaylı ve konik yüzeyli aktüatörün gösterimi

Şekil 1 ‘de konik şekilde normal ve teğetsel özellikleri bir araya getiren prensibi gösteren silindirik aktuatör merkezli bir valfin şematik enine kesiti gösterilmiştir. Bakır sarmalda akan akım, demir çekirdekte merkezi demir bobinin yukarı doğru hareketine sebep olan manyetik bir akış oluşturur. Akım ortadan kaldırıldığında bobin açık pozisyonuna geri döner. Sadece normal güçlü bir cihaza teğetsel güç ilave etmenin sakıncası tasarımda artan bir karmaşıklıktır, çünkü aktüatör pompasının istenen hareket ekseninden eğilmesini engellemek için bağlantı yüzeylerine ihtiyaç vardır. Pompalama sistemi, Şekil.2’de gösterildiği gibi yükselen ana hareketin suyu yukarı kaldırdığı piston üzerinde hareket eden elektromanyetik aktuatör olarak tanımlanır. Sıkıştırmada, aktuatör pistonu yukarı iter, su piston odasından çıkış valfi aracılığıyla boru dağıtım sistemine atılır. Bu itmenin sonunda pistonun kendisindeki boşluk aracılığıyla piston çıkış valfini kapatır ve suyu çekerek düşmeye başlar. Bunu giriş valfinden piston odasına pistonun kendi içindeki boşluk aracılığıyla gerçekleştirir..

Aktüator pozisyonu ile ilgili bir güç profili sağlayarak geometri altyapısının kullanılışlığının bir değerlendirmesi yapıldı. FEA’dan pompa uygulamasındaki tecrübe edilen şartlar altında çalıştığında aktuatör’den umulan verimliliğin göstergesini vermek için data üzerinde kullanılabilen bir analitik ifade elde edildi.




Şekil 2. Sıvı akışı ve valf ile çalışan pompanın gösterimi

Sistem verimliliğini bulmak için giriş ve çıkış güçleri belirlenmelidir. Güç çıkışı Po olarak verildiğinde,

$$Po=\rho\ g\ h\ Q \qquad (1)$$

$$P_o=\rho\ g\ h\ Q \qquad (2)$$

P suyun kütle yoğunluğu, g yer çekimine göre hızlandırıcı, h hidrolik başlığı ve Q ise suyun $m^3$ /s. cinsinden akımıdır. Ap, piston alanı anlamında Q yazmak daha uygundur. sp strok süresini ve operasyon sıklığını göstermek üzere Q = Ap sp f şeklindedir. Bu, pompanın %100 volumetrik verimlilik olarak bilinen pistonun her bir dönüşüyle sürüklediği hacme eşit su miktarını kaldırdığını varsayar. Piston alanı ve hidrolik başlığın etkisini birleştiren efektif yoğunluk m0, m'=ρ h Ap olarak tanımlanabilir.

$$Po= m' \rho\ sp\ \ f \qquad (3)$$

Pompalama sırasında kaynaktan çekilen kuvvet, bobin endüktansındaki zamandan dolayı farklılık gösterecektir. Akımı sınırlamak için karşılık verenbobinin indüktif özelliklerinden dolayı, bu etkiler azaldığında gücün çoğu beslemeden çekilecektir. Pik giriş gücü Pi, aktuatörün elektriksel özelliklerinden bulunur.

$$P_i = I_p^{\ 2} R_c \qquad (4)$$

$$P_o= m' \rho\ s_p\ \ f \qquad (5)$$

Ip, PV panelinden (aşağıda daha fazla tartışılan) kullanılabilir pik akımını; Rc ise bobin devre direnci göstermektedir. Verimlilik η, yüzde olarak ifade edilen Po'dan Pi 'ye oranını verir.

$$\eta = 100\ \frac{P_O}{P_i} = \frac{100\ m' g s_p f}{I_p^2 R_c} \qquad (6)$$

Çalışma frekansı, f, dışında bütün parametreler bilinir, fakat bu oldukça basit önermelerle ifade edilebilir. Akım bobinde artarken, gücün hareketin ortaya çıkması için gerekli olandan daha fazla geliştiği kritik bir noktaya ulaşılır. Mevcut artışın oranı, uygulanan gerilim ve bobinin zaman sabiti tarafından belirlenir. Daha yüksek gerilim uygulama mevcut artış oranını

artıracaktır ve bu yüzden çalışma frekansı artacaktır. Bu kaynaktan daha yüksek güç talep etme pahasınadır. Hiçbir akımın olmadığı bir koşuldan başlayarak, bobin akımındaki artış Ic, zaman t, olmak üzere gösteren süreç aşağıdaki gibidir,

$$Ic = Ip(1-e-t/\tau) \quad (7)$$

$$\eta = 100\ \frac{P_O}{P_i} = \frac{100\ m' g s_p f}{I_p^2 R_c} \quad (8)$$

$$I_c = I_p(1-e^{-t/\tau}) \quad (9)$$

τ = Lc /Rc de verilen bobin devresinin zaman sabiti s dir. Lc bobinde akmaya başlayan mevcut andaki değer için kullanılır. Gerekli çalışma durumuna ulaşmak için geçirilen, en yükseğe ulaşılırken geçen zamanı bulmak için

$$\text{Iop, (5) t 'yit}_{\text{op}} = \tau \ln \frac{\text{I}_\text{p}}{\text{I}_\text{p} - \text{I}_\text{op}} \quad (10)$$

vererek çözülebilir.

Frekansı bulmak için, armatür hareket etmeye başlamadan önce gerekli olan en iyi zaman 2 ile çarpılır. Aynı zamanda, strokun geri dönüş bölümünde geçerli düşme için aynı zamanın gerekli olduğu varsayımı ile aktuatörün gidip-gelme zamanı tt bir döngü için gerekli toplam zamana eklenir.

$$t_{op} = \tau\ ln \frac{I_p}{I_p - I_{op}} \quad (11)$$

## 3. RADYAL ESASLI YSA

Radyal esaslı sinir Ağının (REYSA) temel kavramı olarak lineer, ayarlanabilir çıktı haritalama tarafından takip edilen daha yüksek boyutlu alana sabit bir lineer olmayan haritalama giriş alanının sahip olmasıdır. REYSA'nın yapısı üç katmanlı ileri beslemeli ağ modelidir. Gizli katman bir temel fonksiyon üniteleri setinden oluşur. Bu setlerin her birisi alıcı alanları olarak bilinen parametrik bir vektörle ilişkilidir. Bu üniteler alanın merkezi ve girdi vektörü arasındaki mesafeyi hesaplar. O zaman bu ünitelerin çıktıları bir uzaklık ölçme fonksiyonudur.[4]

REYSA

$$f(x) = \sum_{j=1}^{N} w_j y_j (x - c_j) \quad (12)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada x n boyutlu giriş vektörüdür. N ise gizli katman sayısıdır. xn-boyutlu girdi vektörünü, N ise gizli ünitelerin sayısını ve cjalıcı alanı ifade eder. Bu temel fonksiyon, yj ancak cj 'nin yakınlığında dikkate değer bir sonuca sahiptir.

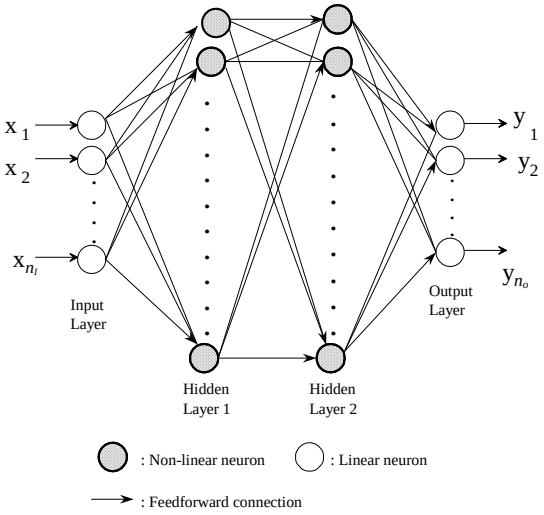
Temel fonksiyon tercihi için bir kaç olasılık vardır. Yine de, Gaussian tip fonksiyonlar gizli üniteleri lokal olarak ayarlanmış bölgelere duyarlı yapan istenilen özellikleri sunar. Temel fonksiyonun bu tipik örnekleri Linkens ve Nyongesa (1996) tarafından açıklanmıştır. Gaussian aktivasyon fonksiyonu aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$y_j(x) = \exp\left[ -\frac{(x - \xi_j)^2}{(\sigma_j)^2} \right] \quad (13)$$

Seçilen temel fonksiyon ağın hem öğrenme hem de modelleme yeteneklerini etkiler ve ağ eğitimi için kullanılan öğrenme kuralı tercihini de etkileyecektir. Radyal temel sinir (nöral) ağ performansı kritik olarak alıcının merkezinin yerleştirme şekline bağlıdır ve her bir temel radyal fonksiyon ile ilişkilendirilen lokalizasyon,daha çabuk eğitim hızına ulaşmak için, hayati bir faktördür.

### 3.1. Öğrenme Algoritması

Önerilen FNN nin ağırlığı öğrenme algoritması ile öğretilir. Öğrenme algoritma topolojisi, sinir ağ değiştirme (öğretme) ağırlığı için kullanılabilir, aşağıdaki gibi tanımlanabilir; hata fonksiyonu tanımı (Şekil.3)




Şekil 3. YSA şematik görünüşü

$$J=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n_O}(ydi(t)-yi(t))2 \qquad (14)$$

ydi(t) deki i arzu edilen çıktıları ve yi(t) ağın çıktılarının i 'nci değerleridir. Bu hata fonksiyonu Θ bütün bilinmeyen fonksiyonlara karşı minimize edilmiştir. En dik iniş yaklaşımında parametre vektörü Θ= [θ1, θ2,…θn]T , J'nin negative degrade yönüyle tanımlanan artırma vektörü [Δθ1, Δθ2....Δθn]T kullanılarak ayarlanır.

$$\Delta\theta_i = -\eta\frac{\partial J}{\partial \theta_i} \qquad (14)$$

Tek-gizli katman modeli mevcut uygulamada kullanılmasına rağmen, genel durum için J'nin gradyanını türetmek yararlıdır ve tek-gizli-katman modeli için sonuç özel bir durum olarak hazır şekilde elde edilebilir.

Ağın m çıktı katmanından başlayarak ve θi = $W_{ij}^{m}$ kurarak, zincir kuralının uygulamasını verir

$$\frac{\partial J}{\partial W_{ij}^{m}} = \frac{\partial J}{\partial y_i}\frac{\partial y_i}{\partial W_{ij}^{m}} \qquad (15)$$

$$\frac{\partial J}{\partial y_i} = -(ydi-yi) = -\delta im \qquad (16)$$

$\delta_i^m$ m'nci katmanda i'nci sinirin(nöronun) hata sinyali olarak adlandırılır.

Eşitlikten (11)

$$\frac{\partial y_i}{\partial W_{ij}^{m}} = x_j^{m-1} \qquad (17)$$

Bu nedenle,

$$\frac{\partial J}{\partial W_{ij}^{m}} = -\delta_i^m x_j^{m-1} \qquad (18)$$

Daha sonra (m-1)'nci katmanı göz önüne al. Zincir kuralı getirileri kullanarak:

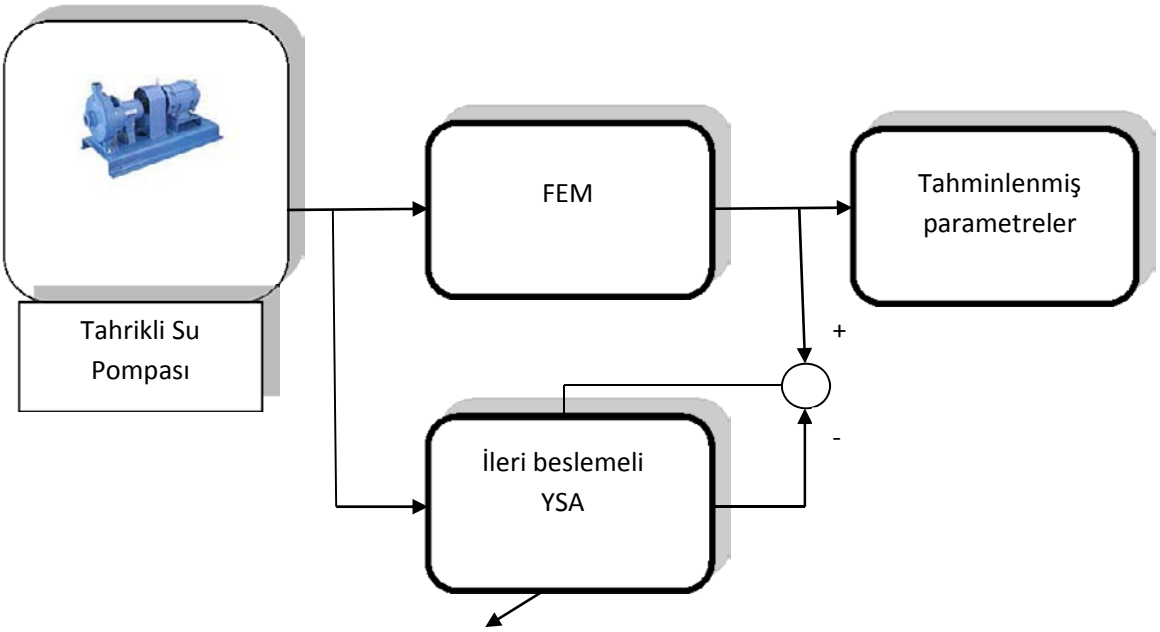
$$\frac{\partial J}{\partial W_{ij}^{m-1}} = \sum_{k=1}^{n_O}\frac{\partial J}{\partial y_k}\times\frac{\partial y_k}{\partial x_i^{m-1}}\times\frac{\partial x_i^{m-1}}{\partial z_i^{m-1}}\times\frac{\partial z_i^{m-1}}{\partial W_{ij}^{m-1}} \qquad (19)$$

## 4. SİMÜLASYON SONUÇLARI

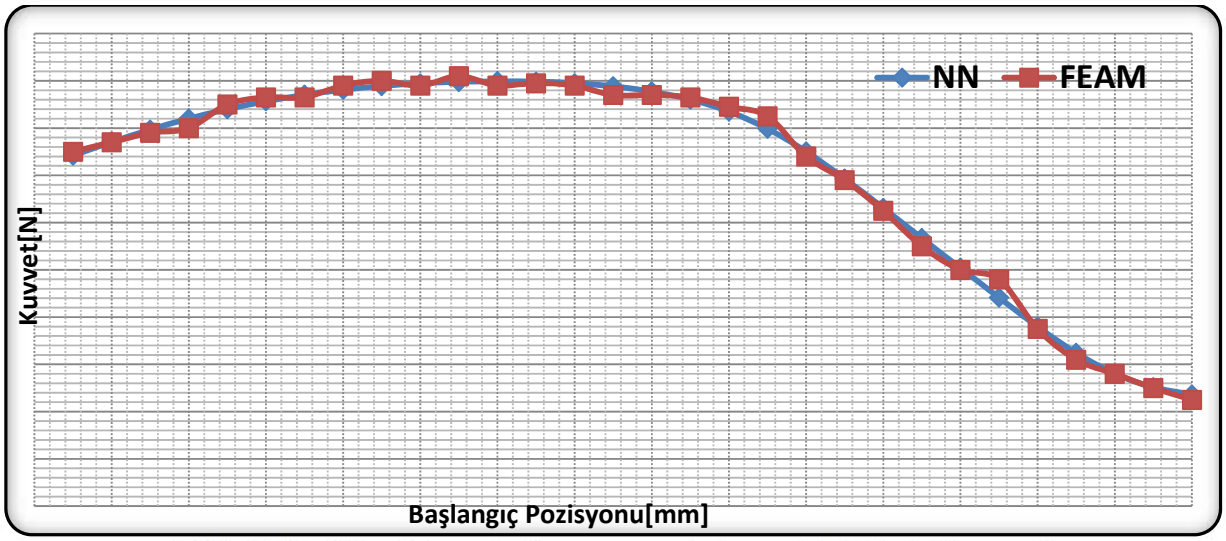
Dört setlik sonuçlar bu bölümde sunulmuştur. Bu setler on duruma göre bölünmüştür. Bu durumlar Tablo 1'de detaylı verilmiştir. Önerilen REYSA analizleri su pompasının güç ve çalışma parametrelerini ön görmek üzere kullanılır. Fakat hedeflenen sinir ağın yapısal ve eğitsel parametreleri Tablo 2'de verilmiştir. Hedeflenen sinir ağın öngörme süreci Şekil.4, de gösterilmiştir. Durum 1 FEAM ve YSA analizleri kullanılarak bulan iki yaklaşımın grafiksel sunumlarını gösterir. Durum 2, iki yaklaşımın benzer sonuçlarını gösterir.(Şekil.6).

| Cases | Currents | Position |
|---|---|---|
| Durum 1 | 6 Amp | Başlangıç |
| Durum 2 | 5 amp | Başlangıç |
| Durum 3 | 4 Amp | Başlangıç |

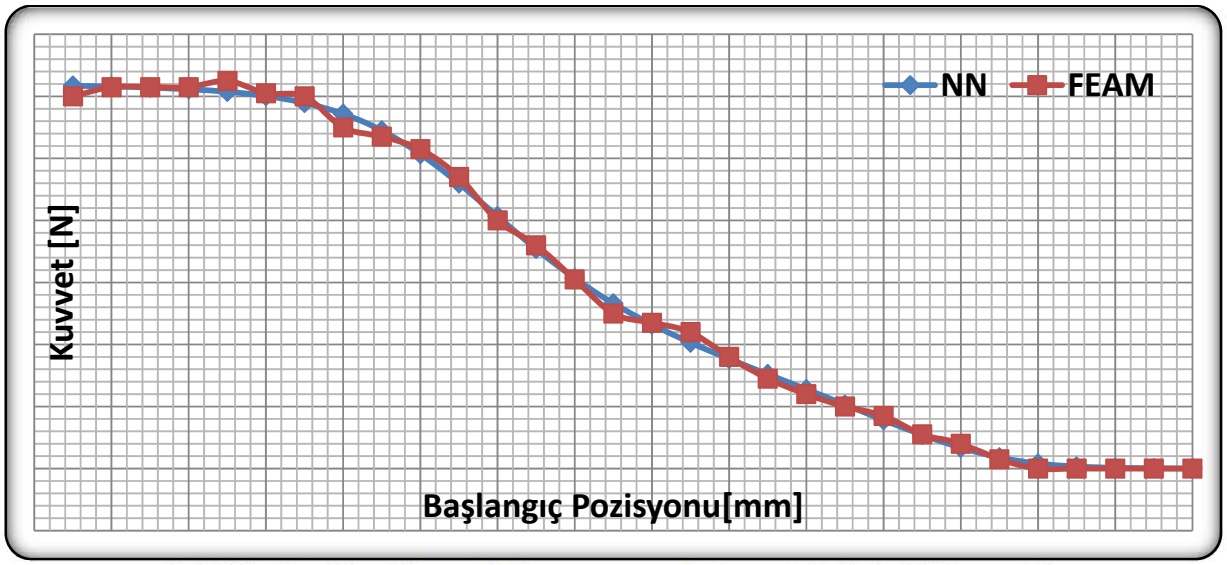
Tablo 1. Aktüatör için durumların gösterimi



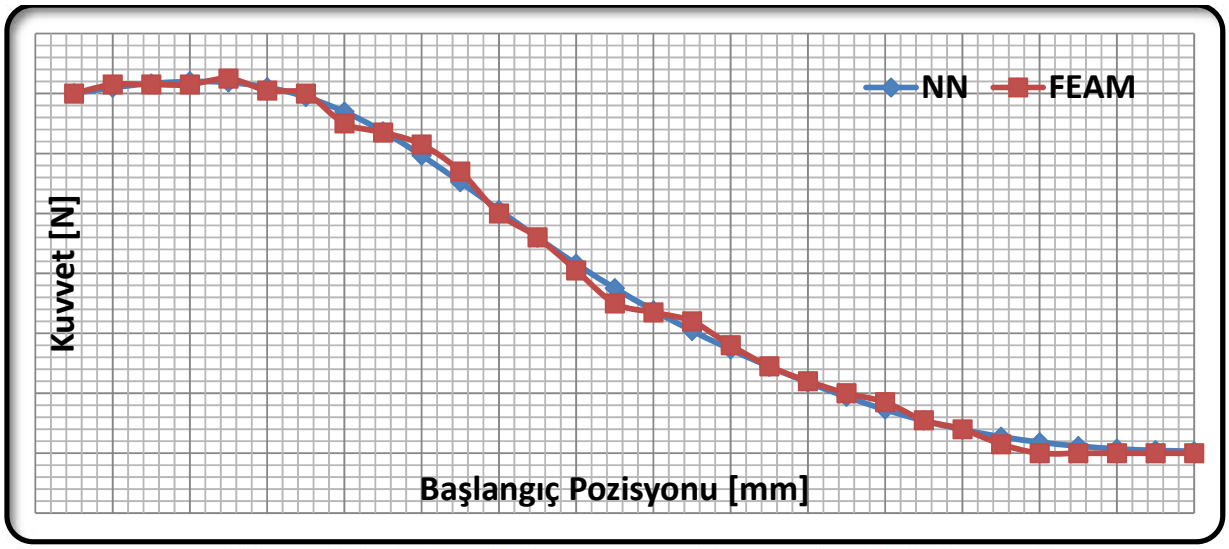

Şekil 4. Analiz metodunun şematik gösterimi




Şekil 6. Her iki yaklaşımda Su pompasında kuvvet değişimi (Durum 1)




Şekil 7. Her iki yaklaşımda Su pompasında kuvvet değişimi (Durum 2)




Şekil 8. Her iki yaklaşımda Su pompasında kuvvet değişimi (Durum 3)

Şekil.7 gelişen güç maksimum değere ulaştığı durum altındaki şartların, Durum 3'te işlediği durumu gösterir.

Su pompalamasını gösteren güç verileri (şekil.8) deki armatür pozisyonuyla Durum 4'ün alanını çizer. Bu nedenle Şekil.4'deki "Armatür Pozisyonu" bu kapalı pozisyondan olan mesafeye gönderme yapar; 1mm kalınlığındaki bir mekanik boşluk bırakıcı çekirdek ve armatür arasında temas hasarını engellemek için tamamıyla kapalı yapıdan kaçınmayı göstermektedir.

## 5. SONUÇLAR

Bu bildiride, su pompa sisteminin, kuvvet analizi YSA ile analiz edilerek araştırılmıştır. Bu araştırmada, aktuatörlü su pompasının 34 Durum yaklaşımı sunulmuştur. Ayrıca, sınırlı element analizler metot yazılımı - (FEAM) geometrisi, parametriksel olarak tanımlanan elektromanyetik aktuatörler serisinin güç özelliklerini hesaplamak için kullanılmıştır. Grafiksel bilgiler her bir aktuatör geometrisi için oluşturulmuştur. Bu metot, düşük özellikteki pompalarda su çıkarma için, lineer aktuatörün tasarımına uygulandı. Bu iki yaklaşımın sonuçları göstermektedir ki yapay sinir ağlar geniş dağıtımlı pompa sistemlerinde kullanılabilir özelliktedir. Tablo 2'den görüleceği gibi, RMSE, YSA daha da iyi sonuçları vermiştir. Görülebileceği gibi, yaklaşım analizlerinin temel prensibi gerçek zamanlı uygulamalarda önerilen YSA olabilecetir.

## 6. REFERANSLAR


1. Isfahani, A.H., Ebrahimi, B.M., Lesani, H., "Design optimization of a low-speed single-sided linear induction motor for improved efficiency and power factor" IEEE Transactions on Magnetics 44,s.266–272, 2008.
2. Harvey, P.A., Reed, R.A., "Sustainable supply chains for rural water supplies in africa" Proceedings of the Institution of Civil Engineers Engineering Sustainability, 159,s.31–39, 2006.
3. Roters, H.C., Electromagnetic Devices, Wiley, New York, 1941.
4. Slotine, J.E., Li W., IEEE Trans. on Automatic Control, 33,s.995-1003, 1989.

| Cases | Number of Training (N) | Number of hidden layer neurons ($n_H$) | Learning rate ($\xi$) | Momentum Term ($\alpha$) | RMSE |
|---|---|---|---|---|---|
| Case 1 | 1.000.000 | 10 | 0.10 | 0 | 2.28848 |
| Case 2 | 1.000.000 | 10 | 0.10 | 0 | 2.50769 |
| Case 3 | 1.000.000 | 10 | 0.10 | 0 | 1.29045 |
| Case 4 | 1.000.000 | 10 | 0.10 | 0 | 1.80773 |

Tablo 2. RMSE değişimi ve öğrenme parametreleri

# ROLLER COASTER GÜZERGÂHINDA TANIMLANAN NOKTASAL BIR CİSMİN DİNAMİK ANALİZİ

A.Oğuzhan Ahan[a], Doğan Onur Arısoy[b], Kenan Müderrisoğlu[c], Meral Bayraktar[d*]
*Yıldız Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü,*
*Makine Teorisi Sistem Dinamiği ve Kontrol Anabilim Dalı 34349, ISTANBUL*

[a]oguzhan.ahan@gmail.com, [b]dogan.onur.arisoy@gmail.com, [c] kenan.muderrisoglu@gmail.com
[d]mbarut@yildiz.edu.tr

## ÖZET

19. ve 20. yüzyılda hızla gelişen bilimsel çalışmalar ile birlikte, hayatın birçok yerinde çok etkili çözümler üreten mekanik bilimi, yalnızca insanlığın teknik problemlerini çözüp, imkânlarını geliştirmekte kalmamış, aynı zamanda psikolojik bir ihtiyacı olan eğlenme ihtiyacını da farklı uygulamalar ile giderme eyleminde bulunmuştur. İnsanın kendi sınırlarını zorlayarak yaşamak istediği, heyecan ve macera tutkusu, birçok kişi için eşi benzeri olmayan tecrübeler olarak değerlendirilmektedir. Bu sebeple özellikle ivmeye karşı direncin zorlandığı eğlence cihazları ön plana çıkarken beraberinde de gerek sektörde gerekse de bilimsel alanda geliştirmeye yönelik yeni araştırma alanları oluşturmaktadır. Bu çalışmada ise en bilinen örneklerden biri olan *Roller Coaster (Hız Treni)* uygulamasına yer verilmiş olup, oluşturulan ivmenin kararlı bir şekilde değişiminin sağlanması için kullanılan Clothoid (Euler) eğrisi, çeşitli uygulamalar ile tanıtılmaya çalışılmıştır. Bunun için MATLAB® programı kullanılarak, sıklıkla kullanılan rampa ve loop (döngü, ilmik) hareketinin simüle edilmiştir. Bunun için belli bir güzergâh belirlenmiş, noktasal olarak ele alınan vagonun sahip olacağı hız ve normal ivme sonuçları yola bağlı olarak elde edilmiştir. Bu şekilde belirlenen güzergâhın her bir konumunda, yolcuların uğrayacağı etkin ivme miktarının, insanın anatomik sınırlarını aşmadan nasıl en yüksek tutulabileceği gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Roller Coaster, Clothoid eğrisi (Euler spirali), loop, dinamik analiz, anatomik ivme sınırı, MATLAB® uygulamaları

# DYNAMIC ANALYSIS OF THE POINT BODY DEFINED FOR ROLLER COASTER ROUTE

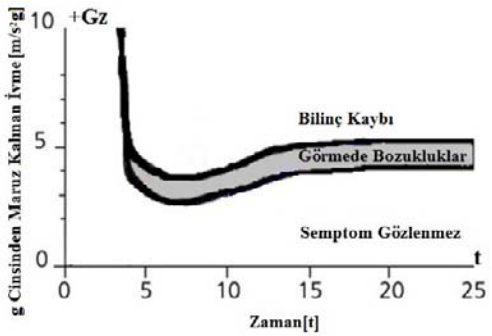
In the light of the developing scientific studies during the 19th and 20th centuries, mechanical science has solved technical problems of manhood, made easier their daily lives and also satisfied entertainment requirement as a psychological need by different applications. The passion of excitement and adventure forcing the limit of human is an unprecedented and invaluable life experience for a lot of people. For this reason the entertaintment devices having resistance versus acceleration come into promience. Also, this forms new research areas for scientific and sectoral improvement. In this paper, a well known example as Roller Coaster has been studied and discussed. The Clothoid (Euler) curve which is used to provide the steady alteration of acceleration has been explained by using several examples. In this case, ramp and loop motions have been simulated by using MATLAB®. After a closed route has been defined, the speed and normal acceleration values of the wagon which is defined as a point body on the track have been obtained related to the route. Finally, it has been presented that how to obtain maximum acceleration affecting the passengers without exceeding the human anatomical limits for each position of the wagon through the defined route.

**Key Words:** Roller Coaster, Clothoid curve (Euler spiral), loop, dynamic analysis, anatomical acceleration limit, MATLAB® applications

## 1. GİRİŞ

Klasik mekanik kuramlarının belirlenmesinin ardından birçok çalışma, insan yaşamını geliştirip niteliğini arttırmıştır. Nitelik olarak hayatın kolaylaştırılmasından yanı sıra, o insanın, güvenliği sağlanmış bir biçimde doğal sınırlarına yaklaştırmak da bir gelişme olarak sayılabilir. Her ne kadar insan, kendisi için en rahat ortamda yaşamak istese de, anlık olarak bu rahatlığından vazgeçmek isteyebilmektedir.

İnsan duyusunun en temel güdülerinden biri de, hayatta kalma içgüdüsüdür. Atalarından miras kalmış bu duygular karşısında, böyle bir durumda kalmamak için korkuyu, bir savunma mekanizması olarak kullanır. Buna karşın böyle bir durumda kaldığındaysa da, o durumu kontrolü altına alıp, bunun üstesinden geldiğini düşündüğü vakit de bir zafer duygusuna kapılıp bundan zevk alabilmektedir. İşte eğlence sektörü olarak, eğlence parklarındaki yöneticilerin amaçladığı temel fikir de budur. Merkezkaç etkisine dayalı mekanizmalar, hız trenleri, büyük G yaratan odalar, insanların ivmeye karşı olan limitlerini zorlama imkânı tanımaktadır. Voshell çalışmasında, yüksek ivmelerde insan vücudunun göstereceği tepkiyi araştırmış, yüksek ivmenin yorumlanması ile ilgili bilgileri aktarmıştır. Bununla beraber yüksek ivmelerin fizyolojik ve psikolojik etkilerini literatürden faydalanarak açıklamış, yaptığı ölçüm ve tetkikler ile bu bilgilerin doğruluğunu göstermeye çalışmıştır. Şekil 1 de bu çalışması için gösterge olarak kullanılabilecek, maruz kalma zamanı cinsinden maruz kalınan, yerçekimi ivmesi cinsinden maruz kalınan ivmeler aralığında, insan vücudunun tepkisini göstermiştir [1].




Şekil 1. Yüksek İvme Değerlerinde İnsanın Göstereceği Semptomlar [1].

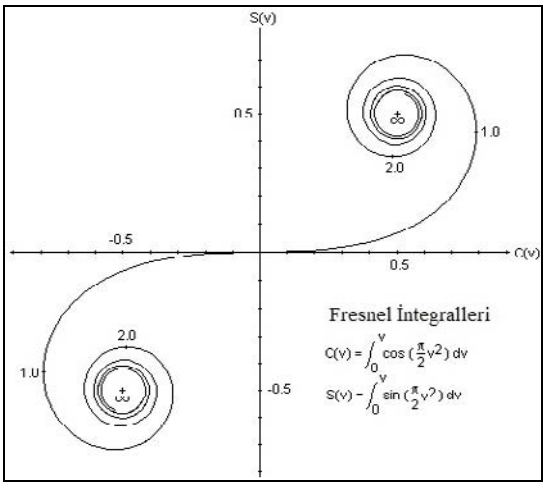
Heiden vd., çalışmalarında eğlence parklarındaki yaralanmalar hakkında bir analiz çalışması gerçekleştirmişler. Buna göre roller coaster sistemlerinde 2001-2002 yıllarında arasında olan kazalar, raporlanan eğlence parklarındaki kazaların %32'sini oluşturmaktadır. Bu değerlere dayanarak çeşitli yaralanmalarda korelasyon kurumuna gidilmiş ve güvenli tasarım için önerilerde bulunulmuştur [2].

Bu çalışmada hız treni olarak tabir edebileceğimiz, *roller coaster* olarak geçen raylı mekanizmanın farklı yol geometrilerinde, belli bir ilk fırlatma kuvveti karşısında, yol boyunca maruz kalacağı hız ve ivme şartları, bilgisayar ortamında elde edilmiş, clothoid profilinin sisteme cevap olarak vereceği ivme gözlemlenmiştir. Kullanıcının isteyeceği ve onun güvenliği açısından kabul edilebilecek koşulların, belirtilen şartlarda, sağlanıp sağlamadığının yorumlanması, çalışma için amaç oluşturmaktadır. Pombo vd., çalışmalarında 3 boyutta öngörülen bir roller coaster güzergahında 3 ana gövde ve tekerlek takımları ile çok cisimli sistem modeli elde etmiştir. Roller coasterın her bir aracının maruz kalacağı yerçekimi yönündeki ivmeler belirlenmiş, arka aracın dikey yönde tepki olarak verdiği kuvvet ile yalpalama momenti zamana göre elde edilmiştir. Bunu da şekil korumalı eğriler ile en iyi şekilde temsil edilebileceği göstermiştir [3]. Pendrill ise çalışmasında ayrı ayrı 1, 2 ve 3 kartezyen eksende, roller coasterın ilerlemesi esnasında maruz kalacağı ivmelenmeyi ölçümlemiştir. Bunun için kablosuz ivmeölçerler kullanarak elde ettiği dikey ve yanal ivme ölçüm sonuçlarını çalışmasında sunmuştur [4].

### 1.1. Clothoid Eğrisi

Clothoid eğrisi, bir doğrudan daireye geçişte en mükemmel geçişi sağlamak için kullanılan geçiş eğrisidir. İlk olarak 1694 yılında James Bernoulli, ankastre bir çubuğun ucuna bağlanan yük sonrasında alacağı formu araştırırken ortaya konmuş, sonradan Euler tarafından karakteristiği ve limitleri tam olarak belirlenerek, Bernoulli'nin çalışmasını tamamlayarak elastikliğin iki taraftan ankastre bağlı bir çubuğun formunun, optimal bir şekilde clothoid ile tanımlanabileceğini

göstermiştir. Bu sebeple denebilir ki; clothoid eğrisi, ankastre mesnetle sabitlenen bir çubuğun ucuna bir F kuvveti veya bir M kütlesi konulduğunda elastik sınırlar içinde mesnetten uç kısma kadar olan eğilme eğrisiyle özdeştir. Ayrıca Augustin Fresnel tarafından ışığın kırınım davranışını açıklamakta kullanılmış ve Fresnel integralleri olarak ortaya konan formülasyonu geliştirmiştir. Ardından Alfred Cornu, ışığın kırınımı üzerine çalışmış, Şekil 2`de Cornu grafiği olarak da adlandırabileceğimiz çizimi doğruluğu yüksek bir şekilde Fresnel integrallerini Euler gösterimi ile ifade ederek elde etmiştir. Bu integraller kullanılarak Fresnel Lensleri geliştirilmiş, Cornu'nun da geliştirdiği hesaplama yöntemleri sonrasında deniz fenerleri, ışıklar, televizyon ekranları gibi optiği doğrudan kullanan yerlerde uygulama alanı bulmuştur. Bunlar dışında matematikte eğri uydurma amaçlı da kullanılmıştır. Eğrinin Clothoid denmesi, Yunan Mitolojisindeki 3 erken dönem inançlarından biri olan Clotho (κλωθω)'nun Ernesto Cesaro tarafından çalışmalarında kullanılmasındandır. Levien, çalışmasında Euler eğrisinin tarihsel gelişimi ve kullanım alanlarını çalışmasında ele almıştır [5]. Meek vd., Clothoid eğrisinin demiryolları için öneminden bahsetmiş, clothoid parçasının iki verilmiş noktaya bağlanması için çeşitli algoritma önerilerinde bulunmuştur [6]. Bostancı ise çalışmasında clothoid eğrisi kullanılarak yapılan karayollarının taşıt seyir dinamiğine etkisini göstermiştir [7].




Şekil 2. Euler(Cornu) Spirali (Birim Clothoid Profili).

Clothoid uygulamasının sağlanabilmesi için şöyle bir çözümleme yapılabilir.

$$A^2=LR \tag{1}$$

olsun. **L** geçiş eğrisinin uzunluğu ile **R** kurp yarıçapının çarpımı bir A sayısının karesine eşittir şeklinde tanımlansın. A=1 alınırsa bu clothoide *birim clothoid* adı verilir. Clothoid, eğriliği **K** 0'dan ∞'a giden ve sürekli doğrusal artan bir eğridir. Her defasında ilgili yarıçap ile o yarıçapın, eğri uzunluğunun çarpımı sabittir. Boyutsal formül çıkarılırsa;

$$A=\sqrt{RL} \tag{2}$$

A clothoid parametresi [m], **R** clothoidin sonundaki yarıçap [m], **L** Clothoid uzunluğu [m], Eğrilik ise şöyle tanımlanır.

$$K=\frac{1}{R}=\frac{L}{A^2} \tag{3}$$

### 1.2. Loop(İlmik) Hareket Formu

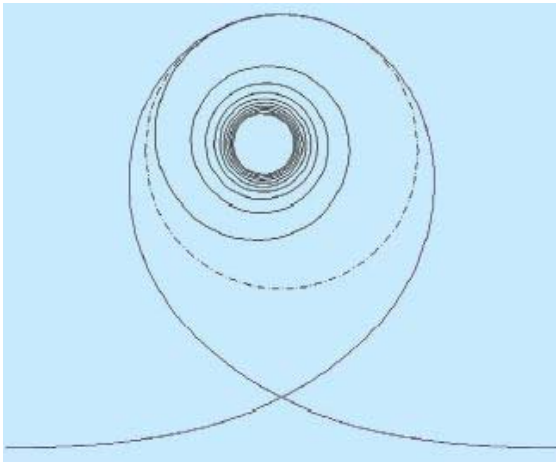
Roller Coasterın olmazsa olmaz olarak düşünülebilen, aracın 360$^o$ takla atması ile tamamlanan rol güzergâh formudur. Şekil 3'te loop hareketinin bir örneği verilmiştir.



Şekil 3. Loop Hareket Formu [8].

Loop hareketi esasen, birbirinin simetriği iki clothoid parçasının, merkezi simetri ekseninde yer alan bir çember yayı ile birbirine bağlanmasından ibarettir. İlerlemenin belli bir oranda loop düzlemine dik doğrultuda devam etmesi geometrik zorunluluktur. Pendrill

Şekil 4`te loop hareketinin oluşum mantığını açıklamıştır. Pendrill çalışmasında hız trenlerine ait loop formu için bir derleme çalışması yapmış, prensipte loop formu elde etmek için gerekli matematiksel modelleri tanıtmıştır. Loop formunda aranan çeşitli özellikleri literatür araştırmaları ile göstermiştir [8].



Şekil 4. Loop Formunun Oluşumu [8].

## 2. DİNAMİK ANALİZ ESASLARI

Yol tasarımının ardından trenin bu yolun her noktasında sahip olacağı hızların hesaplanmasında enerjinin korunumu yasasından faydalanılmıştır. Denklem (4)-(6)`da bu durum gösterilmektedir.

$$\sum E = E_k + E_p \tag{4}$$

$$E_p = m \times g \times h \tag{5}$$

$$E_k = \frac{1}{2} \times m \times V^2 \tag{6}$$

Burada toplam enerji değişmediğinden (kayıplar ihmal edilmiştir) yüksekliği bilinen her konum için hız bulunabilmektedir. Trenin sahip olduğu ivmeler normal ve teğetsel ivme olarak iki çeşittir. Normal ivme taşıtın virajlardaki hızından kaynaklanan ve virajın o bölgesinin dönme merkezine doğru olan ivmedir. Literatürde sıklıkla merkezkaç veya merkezkaç ivmesi olarak rastlanmaktadır. Clark çalışmasında dikey ve yatay loop`ların yaratacağı ivmeleri ve bunlar karşısında ortaya konması gereken ve aslında gereksiz olan çeşitli güvenlik önlemleri hakkında tespitlerde bulunmuştur [9]. Teğetsel ivmeler, her ne kadar hesaplamaya dâhil edilmesi gerekse de, aslında merkezkaç ivmesine kıyaslandığında çok küçük kalacağından dikkate alınmaması çok büyük kayba sebep olmaz. Bu sebepten ötürü, Clark'ın çalışmasına dayanak sağlanarak, sonuçlara dâhil edilmemiştir. Denklem (7) ve (8)`de bu ivme değerleri gösterilmiştir.

$$a_n = \frac{V^2}{R} \tag{7}$$

$$a_{ilk} = \frac{F}{m} \tag{8}$$

## 3. UYGULAMA

Roller Coaster için tasarlanmış yolun çalışma diyagramı Şekil 5`de gösterilmiştir. Söz konusu diyagramdaki fonksiyonlar şu şekilde açıklanabilir.

Algoritma belirtilen ayarlamalar ile sonlandırıldığında elde edilmiş yol eğrisi Şekil 6`de görülmektedir. Roller Coaster noktasal kabul edilmiş, Şekil 6`de belirtilen siyah başlangıç hattından hız kazanıp tepeyi tırmandıktan sonra güzergâhını takip ederek yine aynı noktada son bulmaktadır.

*coaster:* Hiyerarşinin en üstündeki programdır. Görevi altındaki birimlerde çalışacak fonksiyonlar için gereken parametrelerin kullanıcı tarafından girişini sağlamaktır. Alt birimleri *coasterx*, *coastery* ve *coasterz*`dir.

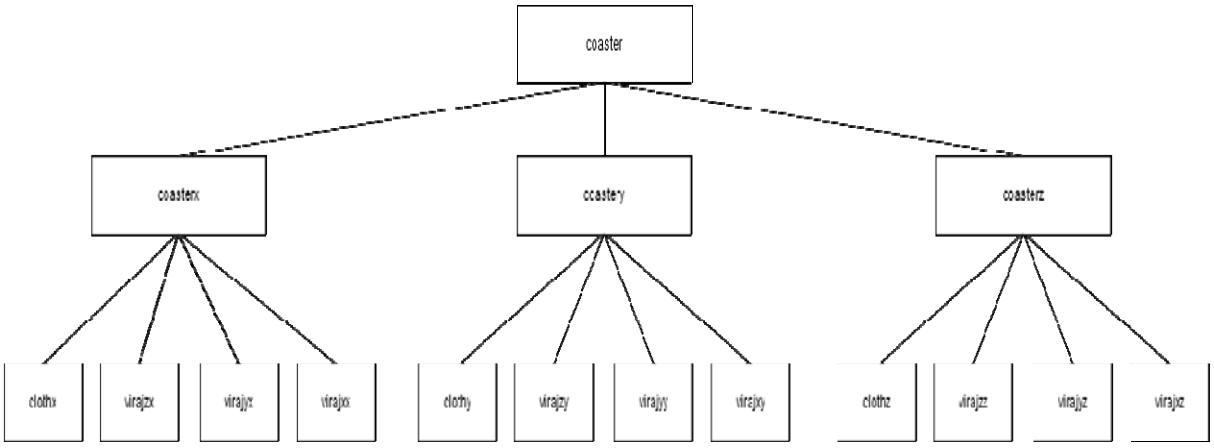
*coasterx:* Roller coaster yolunun X bileşenlerini oluşturan birimdir. Yolun gidişatına göre fonksiyon sayısında artış olabilir. Tasarlanan yolda temel olarak 4 fonksiyon yeterlidir. Dolayısıyla yapısında 4 fonksiyon bulundurur. Bunun yanında fonksiyonlar arası geçiş yolları ayrı olarak tanımlanmıştır. Y bileşenini tanımlayacak olan *coastery* ve Z bileşenini tanımlayacak olan *coasterz*, *coasterx* ile benzerlik göstermekle birlikte, program içindeki geçiş yolları birbirlerinin çalışmasını aksatmaması için birbirleri ile eşzamanlıdır.

*virajzx: virajzy* ve *virajzz* fonksiyonları ile vektör z virajına ait yolu tanımlayan fonksiyondur.

[z, x]=virajzx(R, alfa, b, d) (9)

şeklinde tanımlanır. Burada ***R***, virajı tanımlayan clothoid eğrisinin birim clothoide göre kaç kat büyük olduğunu belirler. ***alfa*** taranacak açının bitiş noktasını belirler.

Burada 2.5065 *rad* clothoid eğrinin referans noktasıdır. ***b*** virajın yola oturması için, kendisinden bir önceki noktayı kartezyen eksende clothoidin başlangıç noktası yapan parametredir. ***d*** ise clothoid oluşumunun yukarıdan aşağıya mı yoksa aşağıdan yukarıya mı olacağını belirleyen parametredir.



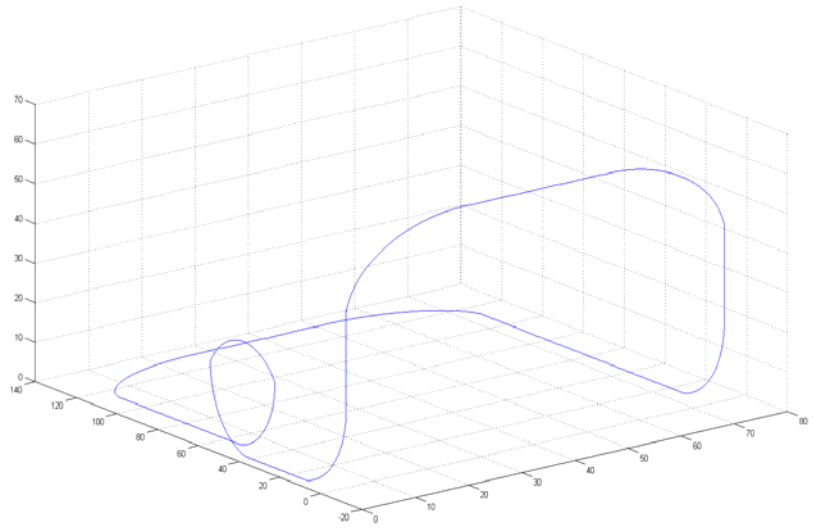

Şekil 5. Yol Güzergahının Algoritma Yapısı

Sistemin MATLAB® kullanılarak elde edilen kodunda virajın başlangıç ve bitiş olarak tanımlanacağı aralığın kod formatında 2.5065:d*0.0001:alfa tanımı ile şekliyle etkiler. X vektör virajını tanımlayan *virajxx*, *virajxy* ve *virajxz* ile Z vektör virajını tanımlayan *virajzx*, *virajzy* ve *virajzz*'nin çalışma şekli aynıdır.

*clothx:* Loop hareketi sırasında roller coasterın izleyeceği yolu belirleyen fonksiyondur.

[x]=clothx(R, alfa, c, d, a) (10)

şeklinde tanımlanır. Burada ***R*** loop hareketine ait clothoid eğrisinin birim clothoide göre kaç kat büyük olduğunu belirler. ***alfa*** 2.5065 *rad* başlangıç açısının kaç radyanda biteceğini tanımlar. Sürekliliğin sağlanması için alfa açısı 3.529 *rad* ile sınırlandırılmıştır. ***c*** loop



Şekil 6. Roller Coaster İçin Hazırlanan Yol Güzergâhı

girişi ile loop çıkışı arasındaki mesafeyi tanımlar. ***d*** parametresi ise clothoidler arası geçişte geçilen çember yayının merkezinin referans y mesafesine uzaklığını tanımlar. Dolayısıyla geçiş anındaki taranan açı ***fi*** ile ***pi-fi*** arasında olup

fi=atan((y(s)-d)/(x(s)-c/2)) (11)

şeklinde tanımlanır. Taranacak olan yarıçap,

ro=sqrt((y(s)-d)^2+(x(s)-c/2)^2) (12)

şeklinde tanımlanır. clothoidler ile çember hareketinin eşit miktarda z üzerinden çizilmesi için bir düzeltme katsayısı tanımlanması gerekir. Bu düzeltme katsayısı sonradan sayacı etkileyip istenen durumu yaratır. Bu da

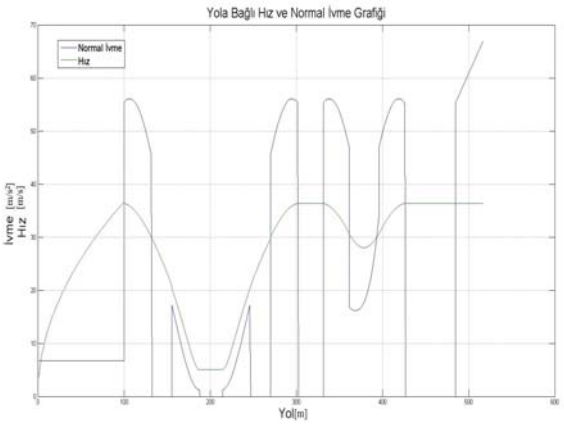
duzeltme=(pi-2*fi)/(alfa-2.44) (13)

ile ifade edilir. Kod formatında **fi:duzeltme*0.0001:(pi-fi)** şeklinde sisteme etki eder. Dizi elemanı ***s*** ise giriş clothoidinin son noktasıdır. Çember hareketinden sonra yukarıdan aşağıya olmak üzere clothoid tanımlanır. Yolun alacağı sonra nokta x ekseni üzerinde başlangıç noktasından c mesafesi uzaklıkta olacaktır. ***a*** parametresi ise loop sırasında yolun z bileşkesinde ne kadar öteleneceğini tanımlar.

İlk fırlatma Clark`ın çalışmasından [9] esinlenerek hidrolik fırlatma sisteminin çalışması gibidir. Yaman vd., de bir Roller Coaster (dağ treni) için hidrolik fırlatma mekanizması üzerine durmuşlardır. Çalışmalarında elde ettikleri hızlı tepki en önemli avantaj olarak sunulmuştur. Ayrıca frenleme esnasında oluşan enerjinin depolanması ve bir sonraki fırlatma için kullanılabilmesi, sistemin diğer sistemlere göre enerji açısından daha verimli çalışmasını sağlamıştır. [10]

## 4. SONUÇ

Yapılan çalışma sonucunda elde edilen veriler eşliğinde incelenen Roller Coasterın hızının ortalama bir Roller Coaster için yeterli düzeyde olduğu bununla beraber virajlarda ve loopta sahip olduğu normal ivmelerin insanların fizyolojik sınırlarına yaklaştığı ama aşmadığı görülmüştür. Buradan yola çıkarak bu Roller Coasterın güvenli ve aynı zamanda eğlendirici olduğu sonucuna varılmıştır. Şekil 7`da hız ve normal ivme sonuçları verilmiştir.




Şekil 7. Konuma Bağlı Hız ve Normal İvme Sonuçları.

Ayrıca clothoid profiline sahip yolun sonucunda oluşan lineer artımlı ivmelenme de gözlemlenmiştir. Yine de kodlar arası geçişlerde ayarlanamayan etkilerden ötürü ivmelenme, istenildiği gibi sıfırdan başlayıp belli bir değerde pik yapmamakta, hatta bazı noktalarda yön değiştirme eğilimine girmektedir. Kodlama üzerindeki bu tip hatalar yine de kabul edilemez düzeylerde olmayıp, esas sistem davranışını yanıltıcı bir şekilde karşıya çıkmamaktadır. Bütün bunlar göz önüne alındığında yine de kabul edilebilir bir cevap olacağı söz konusu edilebilir.

Pombo ve Ambrosio [3] ‘un çalışmalarında, bu çalışmada yapılanlarla ek olarak, sistemin çok cisimli modellenmesi ve yol güzergâhının belirlenmesinde farklı metotların etkinliklerin karşılaştırılması verilmiş, aynı zamanda titreşim kararlılığı çalışmasına ön hazırlık oluşturabilecek bir model ele alınmıştır. Bu çalışmaya istinaden denebilir ki, sistemin can ve mal güvenliği için yapılması gereken birçok çalışma vardır. Eğlence ve adrenalin tutkusu insanlarda olduğu sürece bu tarz çalışmalar literatürde yerini alacaktır.

## 5. KAYNAKLAR

[1] Ohio State University C/S/E/L program, Voshell M., High Acceleration and the Human Body, Online Report, http://csel.eng.ohio-state.edu/voshell/gforce.pdf, *Ohio State University, USA*

[2] Heiden J.E., McGonegal S., 2001-2002 Fixed-Site Amusement Ride Injury Survey Analysis, IAAPA, Online Report, http://www.iaapa.org/docs/default-document-

library/nsc_injury_report.pdf?sfvrsn=2, *Washington D.C., USA*

[3] Pombo J., Ambrosio J., ‘’Modelling Tracks for Roller Coaster Dynamics’’,International Journel of Vehicle Design, 45 s.470-500, 2007

[4] Pendrill A., ‘’Acceleration İn One, Two And Three Dimensions İn Lauched Roller Coasters’’, Physics Education 43,s. 483-491, 2008

[5] Levien L.R., From Spiral to Spline:Optimal Techniques in Interactive Curve Design, Doktora Tezi, University of California, Berkeley, 2009

[6] Meek D.S., Walton D.J., ‘’Clothoid Spline Transition Spirals’’, Mathematics of Computation v.59, n.199, s.117-133, 1992

[7] Bostancı B., ‘’Klotoid Eğrisinde Yol Dinamiğinin İncelenmesi’’ 10. Türkiye Harita Bilimsel ve Teknik Kurultayı, Ankara, Mart 2005

[8] Pendrill A., ‘’Rollercoaster Loop Shapes’’, Physics Education 40, s.517-521, 2005

[9] Clark A., ‘’A Primer on Roller Coaster Dynamics, Part II- You Can Bank on Them’’, RollerCaster! Magazine 10, Issue 1,s.32-37, 1989

[10] Yaman U., Konukseven E.İ., Akova H.U., Demirer S., ‘’Dağ Treni Hidrolik Fırtlatma Sistemi Tasarımı’’, VI. Ulusal Pnömatik Kongresi, İzmir, 12-15 Ekim 2011

# ÇOK SERBESTLİK DERECELİ ASİMETRİK BİR YAPININ SİSMİK BOZUCULAR ETKİSİNDEKİ TİTREŞİMLERİNİN ÖZ-UYARLAMALI BULANIK MANTIKLI P-ID KONTROLÖR İLE KONTROLÜ

Mert SEVER*, Bülent ŞEN**, Kemal Eren CENGİZ***
Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makina Müh. Bölümü 34349, İstanbul

mert.sever@std.yildiz.edu.tr *, bulent.sen@std.yildiz.edu.tr **,
kemal.eren.cengiz@std.yildiz.edu.tr ***

## ÖZET

Bu çalışmada, sismik zorlanma etkisi altındaki çok serbestlik dereceli bir yapısal sistemin titreşimlerinin aktif kontrolü için Öz-Uyarlamalı Bulanık Mantıklı P-ID kontrolör tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çalışmada iki eksende salınım yapabilen asimetrik bir yapısal sistem modellenerek deprem etkisindeki yanal ve burulma titreşimlerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Sabit kazanç ayarlı P-ID kontrolörlerin değişkenlik gösterebilen bozuculara karşı her durum için aynı performansı sergilemesinin mümkün olmadığı iyi bilinmektedir. Bu nedenle, çalışmada geniş bir genlik,ivme ve frekans aralığında değişim gösteren sismik bozucular karşısında iyi bir sönüm performansı elde edebilmek için kontrolör kazançlarının dinamik olarak ayarlandığı Öz-Uyarlamalı Bulanık Mantıklı P-ID kontrolör tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan kontrolörün etkinliğini göstermek amacıyla benzetim çalışmaları yapılmıştır. Zaman ve frekans alanında yapılan analizler ile, 1995 Kobe ve 1994 Northridge depremlerinin etkisindeki yapısal sistemin titreşimlerinin azaltılmasında önerilen Öz-Uyarlamalı Bulanık Mantıklı P-ID kontrolörün yüksek sönüm performansı gösterdiği ortaya konulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Aktif titreşim kontrolü, titreşim, yapısal sistem, bulanık kontrol, PID kontrol

## SELF TUNING FUZZY LOGIC P-ID CONTROL OF A MULTI DEGREE OF FREEDOM ASYMMETRIC STRUCTURE AGAINST SEISMIC DISTURBANCES

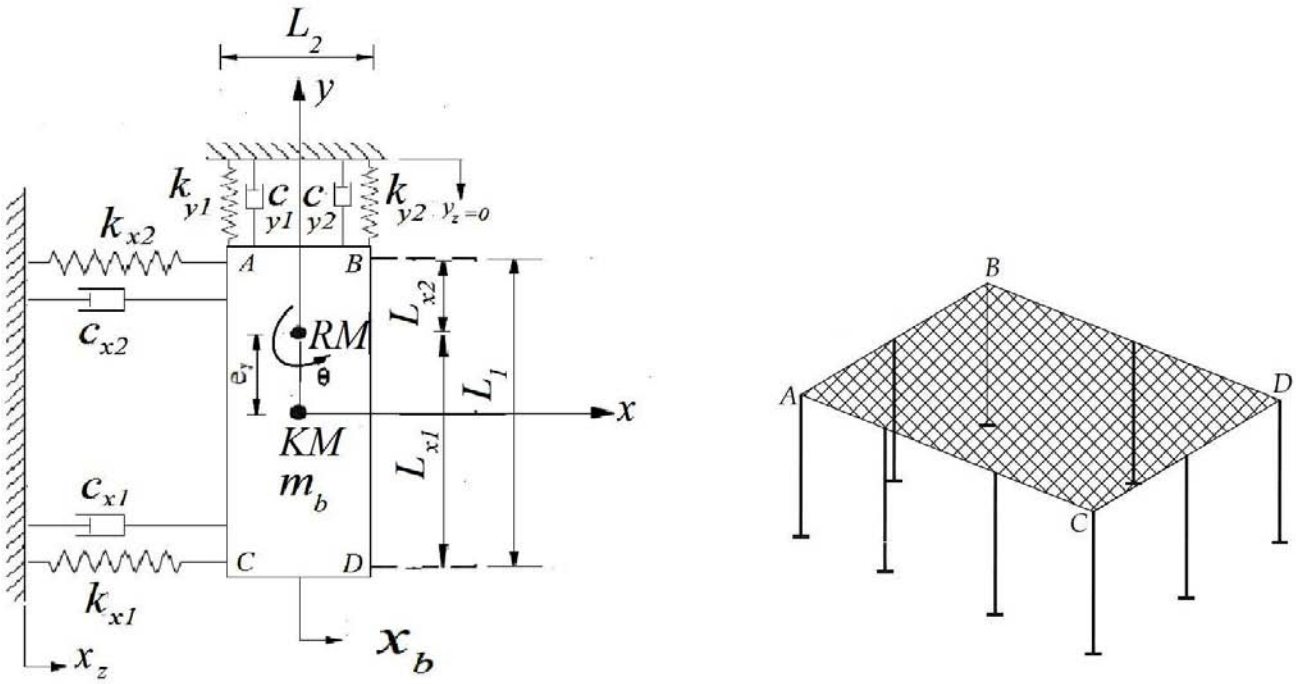
## ABSTRACT

This paper discusses about the design of Self Tuning Fuzzy Logic P-ID Controllers to improve seismic response of a multi degree of freedom asymmetric structure against earthquakes. In this study, coupled translational and torsional vibrations of an asymmetric structure have been studied. Seismic disturbances include wide range of amplitudes, accelerations and frequencies. It is well known that the PID controller with constant coefficients is not sufficient for systems that excited by variable disturbances. Thus, Self-Tuning Fuzzy Logic P-ID Controller has been designed with dynamically changing structure in terms of error and its derivative. To realization of proposed experimental system capacity, acceleration records of 1994 Northridge and 1995 Kobe earthquake have been utilized as seismic disturbances to demonstrate the efficiency of controller. Simulation results on both time and frequency domain show that a high damping performance has been achieved by Self Tuning Fuzzy Logic P-ID Controller.

**Keywords:** Active vibration control, vibration, structural system, fuzzy control, PID control

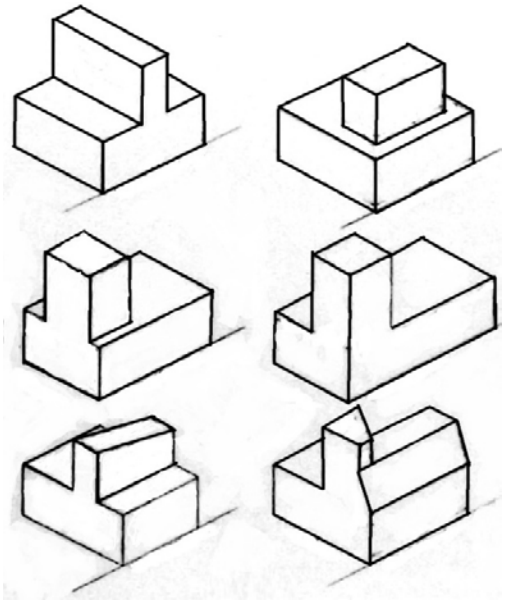
## 1. GİRİŞ

Yapısal sistemlerin gittikçe daha hafif ve daha esnek tasarlanması yapıları titreşimlerin etkilerine karşı daha duyarlı hale getirmektedir. Bu yapıların tasarımındaki en kritik konulardan biri de dinamik yükler karşısında oluşan yer değiştirme, hız ve ivme cevaplarının düşük seviyelerde




Şekil 1. Asimetrik Bina Fiziksel Modeli.

tutulmasıdır. Bu amaçla, üzerinde en çok çalışılan konular ise aktif, yarı aktif, pasif veya hibrid titreşim kontrol uygulamalarıdır. Pasif kontrol uygulamaları pratikte son derece yaygın olmalarına rağmen daha iyi sistem cevapları elde etmek için yapısal sistemlerin aktif kontrolü alanında yoğun araştırmalar yapılmaktadır [1]. Son yıllarda kütle merkezi (KM) ve rijitlik merkezi (RM) çakışık olmayan binalar üzerinde depremlerin etkileri yoğun bir şekilde araştırılmaktadır. Bu tip binalar asimetrik binalar olarak adlandırılmaktadır. Yapısal sistemin KM ve RM çakışık ise sismik bozucuların doğrusal bileşenleri sadece yanal titreşimlere sebebiyet verirken, KM ve RM' nin çakışık olmaması durumunda sadece *x* ekseninde etkiyen sismik bozucular karşısında dahi yanal ve burulma titreşimleri eş zamanlı olarak görülebilmektedir [2]. Sistemin şekil 1'de görülmekte olan fiziksel modelinde KM ve RM çakışık olmamasının ana sebeplerinden biri yapısal sistemlerin herhangi iki kata ait kat planları arasında boyutsal olarak büyük farklılıklar olması yani şekil 2' de görüldüğü gibi binanın yükseldikçe bir yönde daralması veya çeşitli çıkıntılar ve girintiler içeren geometrilere sahip olması olarak açıklanabilir [3]. Dönel olarak esnek olan yapısal sistemlerin sismik bozucular etkisi altındaki burulma titreşimlerinin incelenmesi büyük önem taşımaktadır [2]. Yapısal sistemlerin dönel olarak esnek olması kavramı (1) eşitsizliğinden de görülebileceği üzere sistemin yanal hareketinin doğal frekansının, burulma hareketindeki doğal frekansından yüksek olması ile açıklanabilir ve iki doğal frekans arasındaki oran dönek esneklik(DE) katsayısını ifade etmektedir.



Şekil 2. Asimetrik Binaların Geometrisi.

$$DE = \frac{\omega_{n\theta}}{\omega_{nx}} < 1 \qquad (1)$$

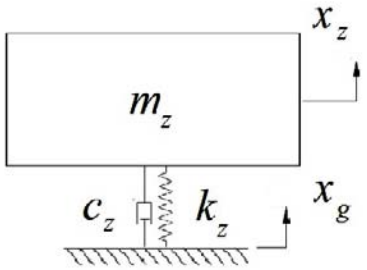
Li ve Qu asimetrik sistemlerin titreşimlerini azaltmak için bir AMD (Active Mass Damper) sisteminin optimum tasarımı

üzerinde çalışmışlardır [4]. Goel asimetrik yapıların titreşimlerini azaltmak için RM' den mümkün olduğu kadar uzak konumlandırılacak birbirine dik iki ekstra sönüm elemanının asimetrik yapılardaki burulma titreşimlerini daha düşük seviyelere çekebileceğini göstermiştir [5]. Wang ve Li asimetrik yapıların titreşimlerini aktif kontrol etmek için Doğrusal Matris Eşitsizlikleri kullanarak Gürbüz Optimal $H\infty$ Kontrol uygulamışlardır [1].

Bu çalışmanın amacı, asimetrik bir binanın yanal ve burulma titreşimlerinin aktif olarak kontrol edilmesidir. Binanın asimetrik olması yana titreşimlerin sönümlenmesi için (Kontrolör1) ve burulma titreşimlerinin sönümlenmesi için(Kontrolör 2) eş zamanlı çalışacak olan iki ayrı kontrolör tasarlanmasını gerektirmiştir. Kontrol algoritması olarak Öz-Uyarlamalı Bulanık Mantıklı P-ID Kontrolör (ÖUBM P-IDK) seçilmiştir.

## 2. MODELLEME

Çalışmada ilk olarak asimetrik binaların sismik bozucular etkisi altındaki davranışlarını incelemek için sistemin hareketini tanımlayabilecek diferansiyel denklemleri elde edilmiştir. Bozucu giriş sadece $x$ ekseni doğrultusunda etki etmesine rağmen $y$ ekseninde yapının sahip olduğu asimetriklik sebebiyle bina yanal ve burulma titreşimlerini eş zamanlı olarak yapmaktadır. Modelleme esnasında şekil 1' de de görülen binanın yanal ve burulma titreşimlerinden gelen iki serbestlik derecesine ek olarak sismik bozucuları yapısal sistemimize ileten ve şekil 3'te görülen zeminin yer değiştirmesi üçüncü serbestlik derecesini oluşturmaktadır.




Şekil 3. Bir Serbestlik Dereceli Zemin.

Sistemin diferansiyel denklemlerinin elde edilmesinde Lagrange Denklemi' nden (2) yararlanılmıştır.

Lagrange Denklemi:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = Q_i \quad (2)$$

Lagrange Denklemi' ndeki (3), (4) ve (5) ifadeleri sırasıyla sistemin toplam kinetik enerjisini, sönüm elemanları tarafından sistemden çekilip atılan enerjiyi ve sistemin toplam potansiyel enerjisini belirtirler ve $q_i$ değişkenleri sırasıyla $x_z$, $x_b$ ve $\theta$ ' yı ifade etmektedir. Aşağıda bu ifadelerin açık halleri verilmiştir.

$$E_k = \frac{1}{2}m_b(\dot{x}_b + e_y\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}m_z(\dot{x}_z)^2 + \frac{1}{2}J(\dot{\theta})^2 \quad (3)$$

$$E_D = \frac{1}{2}c_z(\dot{x}_z - \dot{x}_g)^2 + \frac{1}{2}c_{x1}(\dot{x}_b + l_{x1}\dot{\theta} - \dot{x}_z)^2 + \frac{1}{2}c_{x2}(\dot{x}_b - l_{x2}\dot{\theta} - \dot{x}_z)^2 + \frac{1}{2}c_{y1}(l_{y1}\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}c_{y2}(l_{y2}\dot{\theta})^2 \quad (4)$$

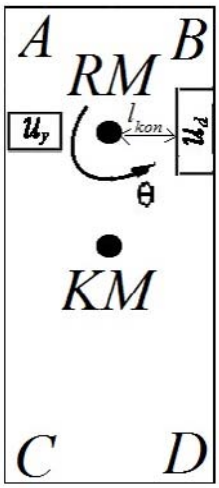
$$E_P = \frac{1}{2}k_z(x_z - x_g)^2 + \frac{1}{2}k_{x1}(x_b + l_{x1}\theta - x_z)^2 + \frac{1}{2}k_{x2}(x_b - l_{x2}\theta - x_z)^2 + \frac{1}{2}k_{y1}(l_{y1}\theta)^2 + \frac{1}{2}k_{y2}(l_{y2}\theta)^2 \quad (5)$$

Ayrıca sistemin genelleştirilmiş dış kuvvetleri aşağıdaki gibidir.

$$Q_{x_z} = 0\ , Q_{x_b} = u_y\ , Q_\theta = l_{kon}u_d \quad (6)$$

Sistemimizde yanal titreşimleri sönümleyen kontrolör şekil 4' te görüldüğü gibi burulma titreşimlerini etkilememesi için RM doğrultusunda etki edecek şekilde yerleştirilmiştir. Burulma titreşimlerini sönümleyen kontrolör ise yanal titreşimleri etkilememesi için $y$ eksenine paralel bir şekilde yerleştirilmiştir.

$E_k, E_D$ ve $E_P$ ifadeleri elde edilirken aşağıda belirtilen kabuller esas alınmıştır.
Bozucu girişin sisteme sadece $x$ ekseni doğrultusunda etkimektedir.Bozucunun yapısal sistemin $x$ ekseni doğrultusundaki tüm kolonlarına yani modelimdeki $x$ ekseni doğrultusunda yer alan tüm yay ve sönüm




Şekil 4: Kontrolörlerin Yerleşimi.

elemanlarına arada zaman gecikmesi olmadan etki etmektedir. RM doğrultusunda etkiyen yatay bozucuların sistemde sadece yanal titreşime ve sıfır burulma titreşimine sebebiyet vermektedir. Sistemde burulma titreşimi meydana geldiğinde RM' nin aynı zamanda dönme merkezi olmaktadır.

Yanal titreşime meydan vermeden sadece burulma titreşimine sebebiyet verecek bir bozucu etki ettiğinde RM sabit kalmakta ve sadece bir dönme merkezi olarak davranmaktadır [2].

$E_k$ , $E_D$ ve $E_P$ ifadelerinde yer alıp sistemin fiziksel modelinde (bkz. Şekil 2)görünmeyen parametrelerin açık halleri ise aşağıdaki gibidir.

$$J = m_b(L_1^2 + L_2^2) + m_b e_y^2 \quad (7)$$

$$c_\theta = c_{x1}l_{x1}^2 + c_{x2}l_{x2}^2 + c_{y1}l_{y1}^2 + c_{y2}l_{y2}^2 \quad (8)$$

$$k_\theta = k_{x1}l_{x1}^2 + k_{x2}l_{x2}^2 + k_{y1}l_{y1}^2 + k_{y2}l_{y2}^2 \quad (9)$$

$$e_y = ((k_{x2}/k_{xt}) - 0.5)L_2 \quad (10)$$

$$l_{y1} = l_{y2} = \frac{L_2}{2} \quad (11)$$

Elimizdeki ifadeleri Lagrange Denklemi'ni uygulamak için kullandığımızda sistemin diferansiyel denklemleri aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$m_z \ddot{x}_z + c_z(\dot{x}_z - \dot{x}_g) + c_{xt}(\dot{x}_z - \dot{x}_b) - c_{x1}l_{x1}\dot{\theta} + c_{x2}l_{x2}\dot{\theta} + k_z(x_z - x_g) + k_{xt}(x_z - x_b) - k_{x1}l_{x1}\theta + k_{x2}l_{x2}\theta = 0 \quad (12)$$

$$m_b(\ddot{x}_b + e_y\ddot{\theta}) + c_{xt}(\dot{x}_b - \dot{x}_z) + c_{x1}l_{x1}\dot{\theta} - c_{x2}l_{x2}\dot{\theta} + k_{xt}(x_b - x_z) + k_{x1}l_{x1}\theta - k_{x2}l_{x2}\theta = u_y \quad (13)$$

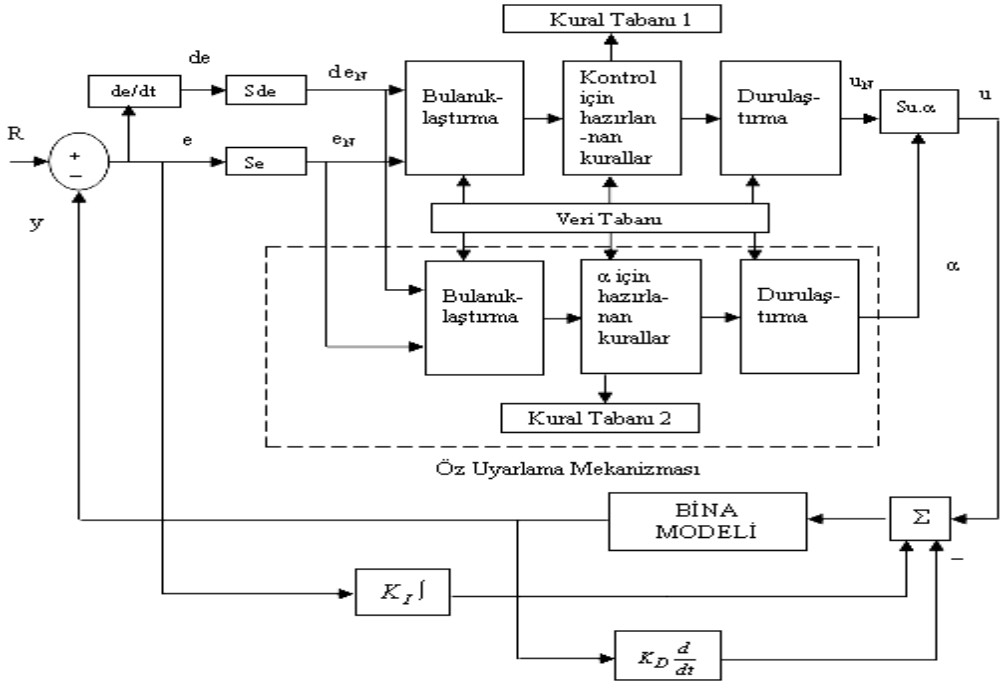
$$J\ddot{\theta} + m_b(e_y\ddot{x}_b + e_y^2\ddot{\theta}) + c_\theta\dot{\theta} + k_\theta\theta + \sum_{n=1}^{2} k_{xn}l_{xn}(x_b - x_z) + \sum_{n=1}^{2} c_{xn}l_{xn}(\dot{x}_b - \dot{x}_z) = l_{kon}u_d \quad (14)$$

## 3. ÖZ UYARLAMALI BULANIK MANTIKLI P-ID KONTROLÖR TASARIMI

Bulanık kontrolör tasarımı üç önemli aşamada gerçekleşmektedir. Bunlar bilgi tabanı tasarımı, ayarlama parametreleri ve üyelik fonksiyonları olarak sıralanabilir. Gerçek zaman kontrolü için sadece ölçekleme faktörlerinin ayarlanması yeterli olmaktadır. Dolayısıyla bulanık kontrol uygulaması için bulanık kontrolöre ait ölçekleme faktörlerinin güncel olarak ayarlanması önemli bir ihtiyaçtır. Çalışmada kullanılan kontrolör yapısı, kontrol edilen sistemin anlık durumuna göre kontrolörün çıkış kazancını sürekli olarak ayarlamaktadır [8]. Bulanık mantık kontrolörlerde, proses işlerken çıkış ölçekleme faktörleri sabit bir değerdedir ve kontrolör performansının belli bir aralıkta kalmasına sebep olur. Bu durumu ortadan kaldırmak amacıyla bulanık kontrolörün çıkış ölçekleme katsayısını ayarlayan bir öz-uyarlama yapısı kontrolör mimarisine eklenir.

Bu öz-uyarlama yapısı, var olan Bulanık Mantık kontrolörün çıkış ölçekleme faktörünü yeni bir kural tabanı ile yeniden işleme alır. Burada önemli olan öz-uyarlama yapısında da aynı bulanıklaştırma mekanizmasının işlemesidir.

Buna ek olarak performansın arttırılması için bulanık kontrolörden bağımsız olarak türev ve integral kontrolü eklenir [9]. Kontrolör yapısının mevcut hali şekil 5' te görülmektedir. Türev işlemi hata işareti yerine, çıkış işaretinin bir fonksiyonu olarak tanımlanır ve referans işaretinden dolayı türev işaretinde doğabilecek ani sıçramaların önüne geçilir. Aynı zamanda integral işleminin gücünü kontrolör yapısına aktarmak için kural tabanından bağımsız bir




Şekil 5.ÖUBM P-ID Kontrolörün Diyagramı.

integratör sisteme dahil edilir[8]. Sismik bozucuların etkime süresi kısıtlı olduğu için kalıcı hal hatası vermemesine rağmen salınımların denge noktasının altında veya üstünde uzun süre geçirebilen karakteri sıfır olan referansın takibini zorlaştırmaktadır. ÖUBMP-IDK tipinde bir kontrolün genel yapısı aşağıda ki gibidir.

$$u(t) = S_u \alpha F\{e, de\} + K_I \int e(t)dt - K_D \frac{d}{dt} y(t) \quad (15)$$

ÖUBMP-IDK 'ün giriş ve çıkış değişkenleri ile ölçekleme faktörleri arasındaki ilişkiler aşağıdaki gibidir.

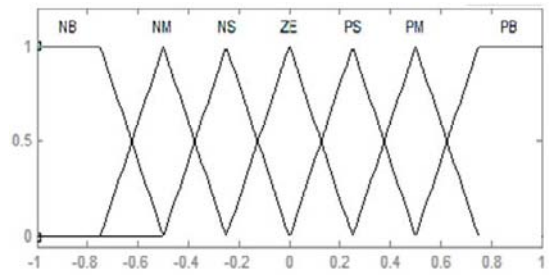
$$e_N = S_e e \quad (16)$$

$$de_N = S_{de} de \quad (17)$$

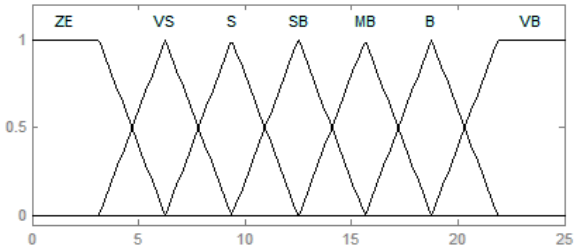
$$u = (\alpha S_u) u_N \quad (18)$$

BMK'ün giriş değişkenleri e, de'yi ve çıkış değişkeni u'yu bulanıklaştırmak için tanımlanan üyelik fonksiyonları [-1 1] ortak aralığında tanımlanmaktadır. [0 25] Aralığında tanımlanan üyelik fonksiyonları α'yı hesaplamak için kullanılmaktadır. Üyelik fonksiyonları olarak sınır değerleri hariç simetrik üçgen biçimli üyelik fonksiyonları kullanılmaktadır. Komşu üyelik fonksiyonları arasında % 50'lik bir çakışma vardır. Bu en tarafsız ve doğal seçimdir.[10] Üyelik fonksiyonları Ş*ekil 6 ve 7*'de gösterilmektedir. Dilsel değişkenler olarak kullanılan P, N, ZE, B, S, M, V sırasıyla Positive, Negative, Zero, Big, Medium Small ve Very anlamına gelmektedir. Burada α'yı

hesaplamakta kullanılan üyelik fonksiyonları Ş*ekil 6*'da gösterilen üyelik fonksiyonlarının yatay eksenin sağ tarafına ötelenmesi ve [0 25] aralığına getirilmesi ile elde edilmiştir.




Şekil 6. e, de ve u İçin Üyelik Fonksiyonları.




Şekil 7. α Kazancı İçin Üyelik Fonksiyonları

Bulanık mantık kural tabanı bulanık bir kontrolörde kontrol stratejisi açısından oldukça önemli etkiye sahiptir. ÖUBM P-IDK için kontrolör çıkışı u; "EĞER e = E ve de = dE İSE O HALDE u= U" kural yapısı ile hesaplanır. Kazanç yenileme faktörü α ise"EĞER e = E ve de =dE İSE O HALDE α= α " kuralları ile hesaplanır.

Tablo 1: α İçin Kural Tabanı

| de/e | NB | NM | NS | ZE | PS | PM | PB |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| NB | VB | VB | VB | B | SB | S | ZE |
| NM | VB | VB | B | B | MB | S | VS |
| NS | VB | MB | B | VB | VS | S | VS |
| ZE | S | SB | MB | ZE | MB | SB | S |
| PS | VS | S | VS | VB | B | MB | VB |
| PM | VS | S | MB | B | B | VB | VB |
| PB | ZE | S | SB | B | VB | VB | VB |

Tablo 2: $u_N$ için Kural Tabanı

| de/e | NB | NM | NS | ZE | PS | PM | PB |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| NB | NB | NB | NB | NM | NS | NS | ZE |
| NM | NB | NM | NM | NM | NS | ZE | PS |
| NS | NB | NM | NS | NS | ZE | PS | PM |
| ZE | NB | NM | NS | ZE | PS | PM | PB |
| PS | NM | NS | ZE | PS | PS | PM | PB |
| PM | NS | ZE | PS | PM | PM | PM | PB |
| PB | ZE | PS | PS | PM | PB | PB | PB |

Tablo 1' de görülmekte olan kural tabanının oluşturulmasında aşağıdaki hususlar göz önüne alınmıştır.

a) Hata büyük iken ve e ve de aynı işarete sahipken (bu durumda hata sadece referanstan çok uzakta değil aynı zamanda giderek uzaklaşmaktadır) kazanç işareti durumu daha da kötüleştirmemek amacı ile çok büyük değerlere çıkartılır. Bu olay If e is PB and de is PS then α is VB veya If e is NM and de is NM then α is VB, şeklindeki kurallar ile gerçeklenir.

b) Hata küçük değerlerde iken üst ve alt aşımları engellemek amacı ile If e is Z and de is NM then α is B tipinde kurallar kullanılmıştır. Bu kural şu anlama gelir: Proses çıkışı referans noktaya varmış ve üst aşım yaratacak şekilde referans noktadan uzaklaşmaktadır. Bu durumda büyük kazanç işareti yukarı doğru yönlenmiş çıkışı çok sert bir şekilde engelleyerek küçük aşımlara neden olmaktadır. Benzer şekilde If e is NS and de is PS then α is VS şeklindeki kural ile de alt aşımlar engellenmeye çalışılmıştır. Referans nokta etrafındaki bu tarz geniş kazanç değişimleri sayesinde çatırtılar önlenmiş olur ve yerleşme zamanları da küçülür. Referans nokta etrafındaki bu tarz büyük genlik değişimleri ancak bu mimaride kullanılan öz uyarlama mekanizmasına benzer yöntemler ile sağlanabilir.

c) Ani bir yük değişimi meydana geldiği anda e küçük bir değere sahipse de çok büyük (e ile aynı işarette) değerler alır. Bu durumda yapılacak iş α kazancını çok büyük değerlere çıkartmaktır. Bu nedenle, yük değişimlerine karşı kontrolör If e is PS and de is PM then α is B veya If e is NS and de is NM then α is B, şeklindeki kurallar kural tabanına eklenmiştir [8].

$S_e, S_{de}, S_u, \alpha$ katsayıları ayarlanırken dikkat edilmesi gereken bir nokta ise, $de_N$ ve $e_N$'nin kural tabanının tanımlı olduğu aralığın dışına taşacak değerler almaması gerekmektedir.

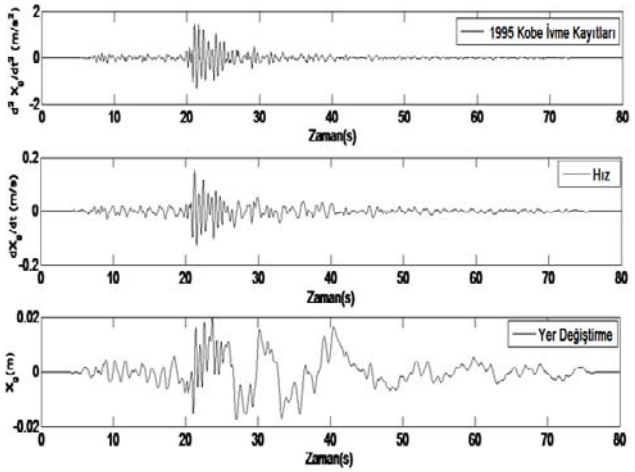
## 4.SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI

Yapısal sistemin analizi için Matlab Simulink ve Fuzzy-Toolbox kullanılmıştır. Tasarlanan ÖUBM P-IDK sistemlerinin ikisi de iki girişli ve tek çıkışlıdır. Yanal titreşimlerin kontrolörün girişi $x_{ref} - x_b$ ve $x_{ref} - x_b$' nin türevi, çıkışı $u_y$ kontrol kuvvetidir. Benzer şekilde burulma titreşimlerinin kontrolörün girişi $\theta_{ref} - \theta$ ve $\theta_{ref} - \theta$ 'nın türevi, çıkışı $u_d$ kontrol kuvvetidir. Bu kontrolörle beraber çalışmakta olan öz-uyarlama mekanizmaları aynı girişleri kullanmaktadır ve çıkış olarak $\alpha$ ölçekleme faktörünü vermektedir. Tüm kontrolörlerimizde referans değerleri sıfır olarak alınmıştır.

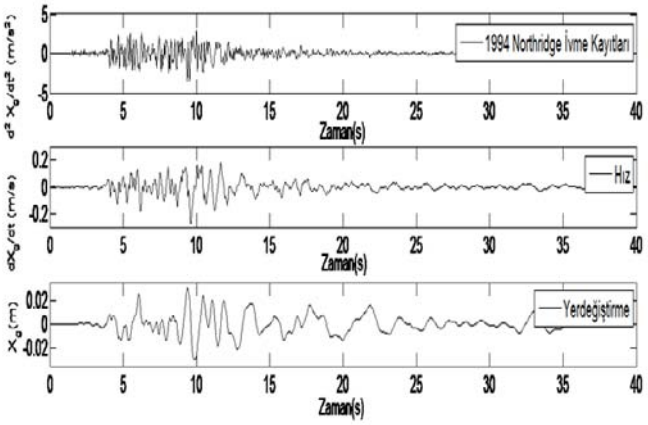
Durulaştırma metodu olarak Merkez yöntemi kullanılmıştır. Simülasyonlarda giriş olarak şekil 8 ve 9' da görülen Kobe ve Northridge depremlerine ait yer hareketi verileri kullanılmıştır.

Tasarım için güvenlik ve konfor gerekli performans kriterleridir. Genel olarak yapıların güvenliği yer değiştirme cevaplarına bağlı olarak değerlendirilirken,

konfor için ise ivme cevapları değerlendirilmektedir.



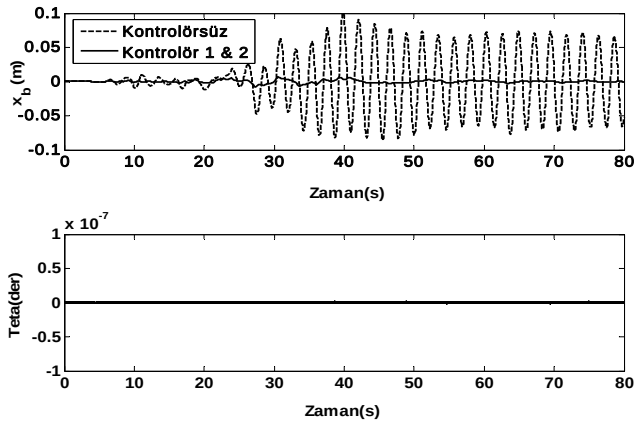

Şekil 8. Kobe Depremi Yer Hareketleri.




Şekil 9. Northridge Depremi Yer Hareketleri.

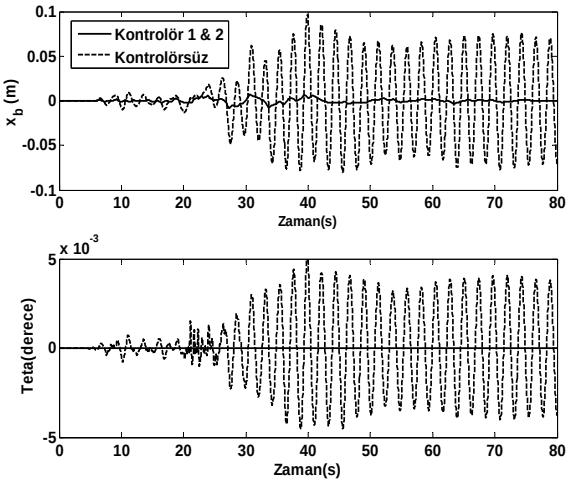
Gerekli performans kriterlerinin sağlanması amacıyla simülasyonlar yapılmıştır.

Yapılarda asimetrikliğin etkisini göstermek amacıyla modelimizin simetrik ve DE=0.44



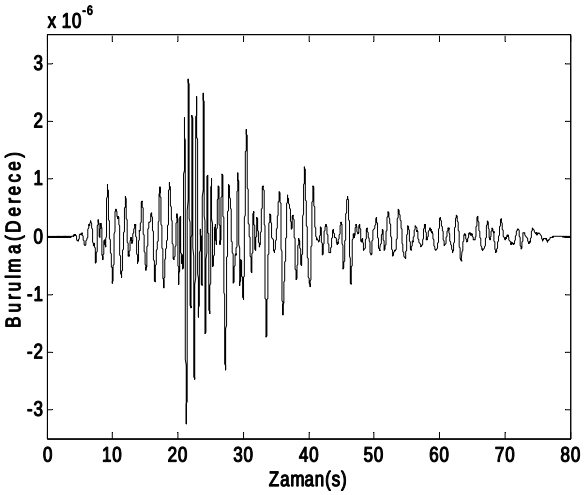

Şekil 10. Simetrik binanın zaman cevabı.

asimetrik olan yay elemanları değerleriyle olan zaman cevapları şekil 10 ve 11' de görülmektedir.




Şekil 11. DE=0.44 değeri için asimetrik binanın zaman cevabı.

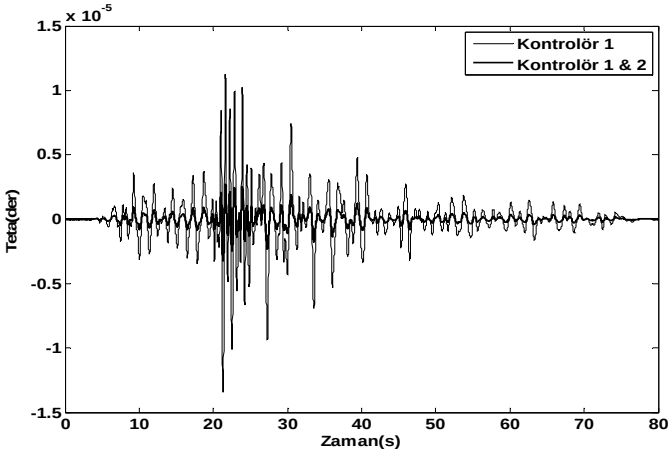
DE=0.44' lük asimetrik binanın burulma titreşimlerinin daha yakından incelenebilmesi için şekil 12' den yararlanılabilir.



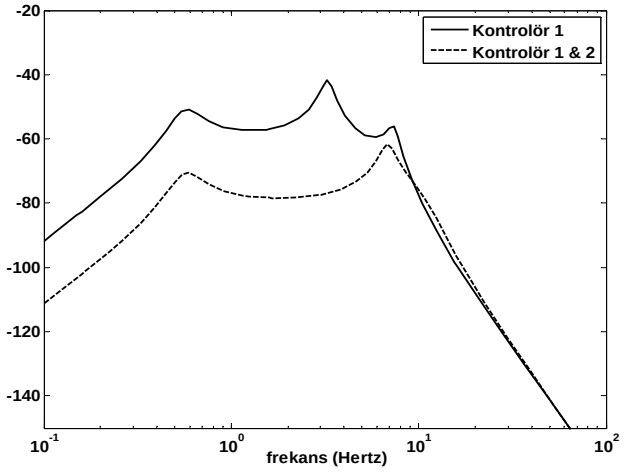

Şekil 12.DE=0.44 Burulma titreşimleri.

Sadece kontrolör 1' in çalıştığı durumdaki ve kontrolör 1 ile 2' nin beraber çalıştığı durumundaki zaman ve frekans alanı grafikleri alınarak çift kontrolörlü yapının burulma titreşimlerinin sönümlenmesindeki etkisi şekil 13 ve şekil 14' ten görülebilmektedir.

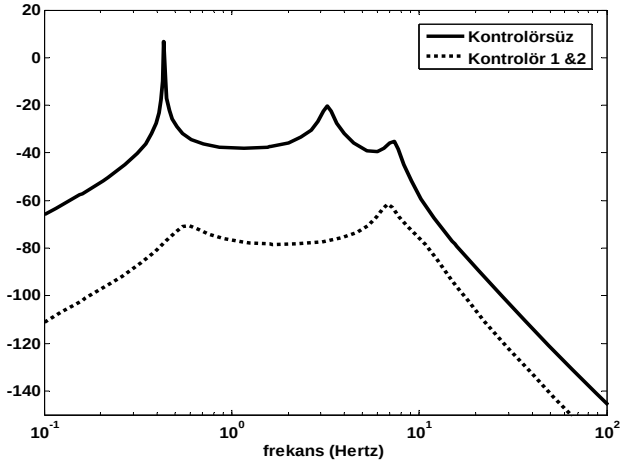
Kontrolör 1 ve 2' nin beraber çalışması durumunda sistemin yanal ve burulma titreşimi hareketleri için frekans cevaplarındaki gelişmeler şekil 15 ve şekil 16' da görülmektedir.



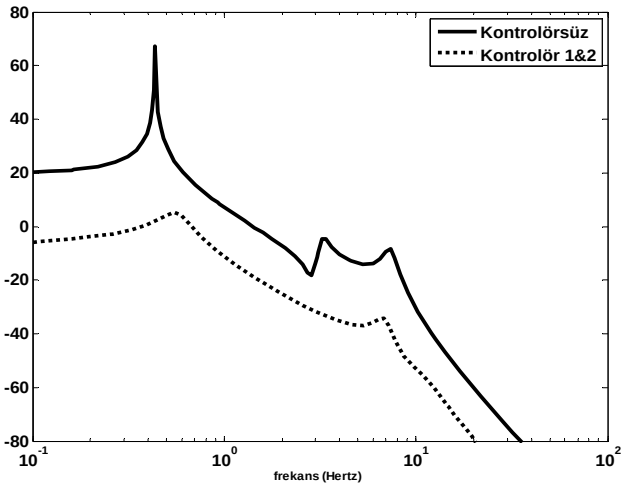

Şekil 13. Burulmanın Kontrol Edildiği ve Edilmediği Zaman Cevabı.




Şekil 14. Burulmanın Kontrol Edildiği ve Edilmediği Frekans Cevabı.

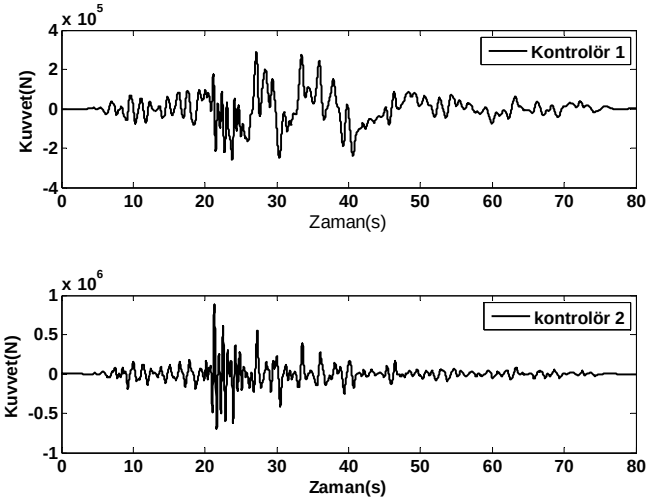



Şekil 15. Sistemin Kontrolörlü ve Kontrolörsüz Burulma Titreşim Frekans Cevapları.



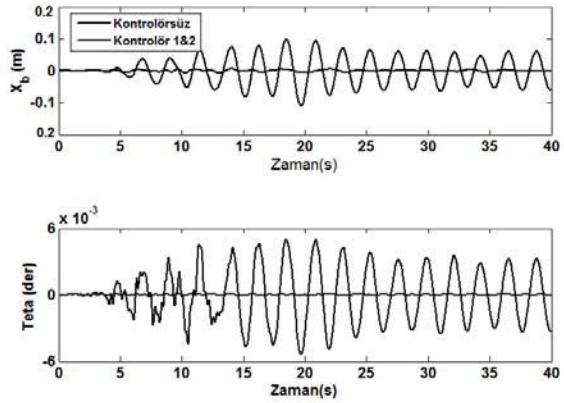

Şekil 16. Sistemin Kontrolörsüz ve Kontrolörlü Yanal Titreşim Hareketinin Frekans Cevapları.

Kontrolörler tarafından üretilen kuvvetler şekil 17 incelenerek görülebilmektedir.

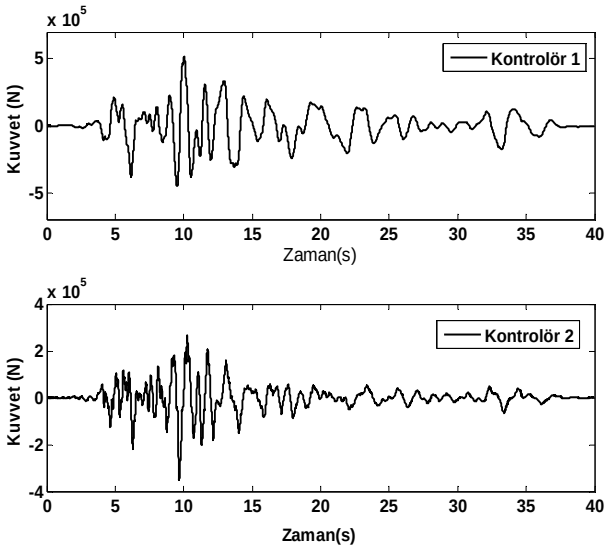



Şekil 17. Kobe Depremi için Kontrolör Kuvvetleri.

Kontrolör 1 ve 2' nin beraber çalışması durumunda Northridge depremi verileriyle yapılmış olan simülasyonlardan zaman alanı cevapları şekil 18' de görülmektedir ve şekil 19' da Northridge depremiyle yapılan simülasyonlardaki kontrolör kuvvetleriyle ilgili olanlar görülebilmektedir.




Şekil 18. Northridge Depreminin Kontrolörsüz ve Kontrolörlü Zaman Cevapları.




Şekil 19. Northridge Depremi İçin Kontrolör Kuvvetleri.

## 5.SONUÇLAR

Çalışmada asimetrik bir yapının sismik bozucular etkisindeki titreşimlerinin ÖUBM P-IDK ile aktif kontrolü gerçekleştirilmiştir. Simülasyon çalışmalarında gerçek deprem verileri kullanılmıştır. Sistemin diferansiyel denklemleri Lagrange yöntemiyle elde edildikten sonra kontrolör eklenmiştir. Sistemin frekans ve zaman alanı cevapları incelenmiştir. Yapısal sistemlerin asimetrikliğinden kaynaklanan burulma titreşimlerinin bastırılmasında, tek yerine çift kontrolörlü bir yapının kullanılmasının sönüm performansını arttırdığı gösterilmiştir.

## 6. SEMBOLLER

Sembol Açıklama

| | |
|---|---|
| $k_{x1}, k_{y1}, k_{x2}, k_{y2}$ | Yay Elemanları |
| $k_{xt}$ | $k_{x1} + k_{x2}$ |
| $k_{yt}$ | $k_{y1} + k_{y2}$ |
| $c_x$ | $x$ Eksenindeki Sönüm |
| $c_y$ | $y$ Eksenindeki Sönüm |
| $m_b$ | Bina kütlesi |
| $m_z$ | Zemin Kütlesi |
| $c_{x1}, c_{x2}$ | $x$ Eksenindeki Sönüm |
| $c_{y1}, c_{y2}$ | $y$ Eksenindeki Sönüm |
| $c_{xt}$ | $c_{x1} + c_{x2}$ |
| $c_{yt}$ | $c_{y1} + c_{y2}$ |
| $e_y$ | RM, KM arası mesafe |
| $l_{x1}$ | $c_{x1}$ $ve$ $k_{x1}$'in RM' ye mesafesi |
| $l_{x2}$ | $c_{x2}$ $ve$ $k_{x2}$'in RM' ye mesafesi |
| $l_{y1}$ | $c_{y1}$ $ve$ $k_{y1}$'in RM' ye mesafesi |
| $l_{y2}$ | $c_{y2}$ $ve$ $k_{y2}$'in RM' ye mesafesi |
| $L_1$ | Binanın $x$' teki Genişliği |
| $L_2$ | Binanın $y$ 'deki Genişliği |
| $w_{n\theta}$ | Binanın dönel doğal frekansı |
| $w_{nx}$ | Binanın yanal doğal frekansı |

## 7. KAYNAKÇA

[1] Li Z., Wang S., "Robust Optimal H-Infinity Control for Irregular Buildings with AMD via LMI Approach",

[2] Tabatabaei R., Recent Advances in Vibration Analysis, Chapter 9, Intech Open, 2011

[3] Georgoussis G. K., "Simplified Dynamic Analysis of Eccentric Buildings With A Setback.2: The Effect of Stiffnes Irregularity", The Structural Design of Tall and Special Buildings, 2009

[4] Li C. Li J.,Qu Y.,"An optimum design methodology of active tuned mass damper for asymmetric structures",Mechanical Systems and Signal Processing 24 (2010) 746–765

[5] Goel R. K.,"Passive Control of Earthquake-Induced Vibrations In Asymmetric Buildings", 12. World Conference on Earthquake Engineering 2000

[6] L.A. Zadeh, "Fuzzy sets", *Information and Control* 8, 338-353, 1965.

[7] P.J. Costa Branco, J.a.Dente1999,"Design of an Electro-Hydraulic System Using Neuro-Fuzzy Techniques" , Fusion of Neural Networks, Fuzzy Sets & Genetic Algorithms: Industrial Applications, Chapter 4.

[8] Mudi, R.K. and Pal, N.R. (1999), A Robust Self-Tuning Scheme For PI- and PD-Type Fuzzy Controllers, IEEE Transactions on Fuzzy Systems, Vol. 7, No. 1. pp. 2-16.

[9] Küçükdemiral, İ. B., (2002), "Nöral – Genetik Tabanlı Optimal Bulanık Kontrolörün Gerçeklenmesi ve DC Servomotorlara Uygulanması" Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Bölüm 6,İstanbul.

[10] Yazici, H., Guclu, R., "Öz-Uyarlamalı Bulanık Mantıklı P-ID Kontrolörüyle 9 Katlı Bir Binanın Aktif Titreşim Kontrolü", TOK'07 bildiriler kitabı, s. 312

| Parametreler |
|---|
| $M_z$ = 450000 kg |
| $M_b$ = 474187 kg |
| $J$ = 247455479kg.$m^2$ |
| $K_{xt}$ = 702286942N/m |
| $K_{yt}$= 437061250 N/m |
| $K_\theta$ = 112787904704 N/m |
| $K_{x1}$ = 162066217N/m |
| $K_{x2}$ = 540220725N/m |
| $C_{xt}$ = 2263133 Ns/m |
| $C_{yt}$ = 1439398 Ns/m |
| $C_\theta$ = 605051586 Ns/m |
| $L_{1=}$ 27.05m |
| $L_{2=}$ 14.05m |
| $l_{x1=}$ 20.81m |
| $l_{x2=}$6.24m |
| $l_{y1=}$ 7.025m |
| $l_{y2=}$ 7.025m |

| Kontrolör 1 İçin Öz-Uyarlamalı Bulanık Mantık P-ID Kontrolörün Giriş-Çıkış Ölçekleme Faktörleri Ve *Ki*, $K_d$ Kontrol Kazançları |
|---|
| $K_D$ = 11900000 |
| $K_I$ = 13300000 |
| Se = 5 |
| Sde = 1,5 |
| Su = 19000000 |
| Kontrolör 2 İçin Öz-Uyarlamalı Bulanık Mantık P-ID Kontrolörün Giriş-Çıkış Ölçekleme Faktörleri ve *Ki*, $K_d$ Kontrol Kazançları |
| $K_D$ = 250000000 |
| $K_I$ = 190000000 |
| Se = 1300 |
| Sde = 12 |
| Su = 260000000 |

# ÜÇ SERBESTLİK DERECELİ STAR PARALEL ROBOTUN TERS VE DÜZ KİNEMATİK ÇÖZÜMLERİNİN ANALİTİK OLARAK ELDE EDİLMESİ

Muhammet AYDIN[1], Hasan ALLİ[2]

[1]Fırat Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü 23200, ELAZIĞ
[2]Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 23200, ELAZIĞ

muhammeta@firat.edu.tr, halli@firat.edu.tr

**ÖZET**

Bu çalışmada üç serbestlik dereceli star paralel robot için ters ve düz kinematik çözümler, vektörel kapalı çevrim yöntemiyle analitik olarak elde edilmiştir. Star paralel robotun elde edilen ters ve düz kinematik çözümleri, Solidworks programında yapılan katı modelleme ile test edilmiştir. Son olarak Matlab programı kullanılarak star paralel robotun çalışma hacmi çıkarılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Paralel robot, kinematik çözüm, star robot

## OBTAINING INVERSE AND FORWARD KINEMATICS SOLUTIONS OF THREE DEGREE OF FREEDOM STAR PARALLEL ROBOT ANALYTICALLY

**ABSTRACT**

In this study, inverse and forward kinematics solutions for a three degree of freedom parallel robot are obtained analytically by method of vectorial closed loop. Solid modelling of star parallel robot has been done in solidworks programme. The obtained inverse and forward kinematics solutions have been tested and workspace of star parallel robot has been created by using this solid modelling.

**Keywords:** Parallel robots, kinematics solutions, star robot

## 1. GİRİŞ

Üç temel robot yapısı mevcuttur. Bunlar seri, paralel ve hibrid yapılardır. Seri robotlar açık kinematik zincir yapısına, geniş çalışma hacmine ve üstün beceri kabiliyetine sahiptir. Bunların yanı sıra seri robotların düşük duyarlılık, zayıf kuvvet sarf etme yeteneği, ters kinematik çözümünün zorluğu, hareketli bölümlerin yüksek ataleti ve motorların tabanda yerleştirilmemesi gibi dezavantajları mevcuttur.

Robot manipülatörleri için insan biçiminde olmayan paralel mimari, yüzyıllardır bilinmesine rağmen, yaklaşık olarak son 20 yıldır geliştirilmeye başlanmıştır. Bu mimari, birkaç kinematik zincirle bir sabit platforma bağlı olan hareketli platformdan oluşur. Hareketli platformun hareketi, kinematik zincirlerin uzantılarının eş zamanlı tahrikiyle başarılır. Benzer bir şekilde, hareketli platform ile taşınan yük çeşitli kinematik zincirler tarafından desteklenir. Bu nedenle bu mimari paralel mimari olarak ifade edilir. Açık kinematik zincire sahip seri manipülatörlerin tersine, paralel manipülatörler kapalı kinematik zincirden meydana gelir. Paralel manipülatörler birkaç avantaj ve dezavantaj sergilerler. Paralel robotların dezavantajları sınırlı çalışma hacmi, düşük beceri kabiliyeti, karmaşık direk kinematik çözüm ve tekilliklerdir. Ancak paralel robotlar yüksek rijitlik, ters kinematik çözümün kolaylığı, hafiflik, yüksek doğruluk, hareketli bölümlerin düşük ataleti ve yüksek çeviklik gibi avantajlara sahiptir. Ters kinematik çözümün kolay olması kontrol edebilme kolaylığı sağlamaktadır. Hibrid

robotlar hem paralel hem de seri robot yapılarını bir arada ihtiva etmektedir [1].
Seri yapılarla karşılaştırıldıkları zaman paralel yapıların başka bir avantajını kullanmak mümkündür. Paralel yapılar ölçeklendirme etkisine çok daha az hassasdır, bu nedenle mikro robotlar için uygundurlar. Tıbbi uygulamalar için, özellikle endoskopi için bu durum uygundur [2].
Eğer doğru tasarlanırsa paralel robotların kısmen küçük çalışma hacmi önemli bir güvenlik vasfı ortaya çıkarabilir. Paralel robotlar güvenli bir şekilde yakın tekillikle hareket eder. Robot tekil bir konuma doğru bir yol izlediği zaman, motorlardan ihtiyaç duyulan kuvvetler yüksek değerlere ulaşır. Seri robotlarda tekil konumlar mafsal hızlarının çok yüksek değerleriyle birlikte anılır. Bu durum tehlikeli bir unsuru ortaya çıkarır. Paralel robotlar, aynı duyarlılığa sahip seri robotlarla karşılaştırıldığı zaman daha düşük fiyatlarla duyarlılığı sağlar. Bazı duyarlılık bölümleri seri robotlarla başarılamayabilir [3-6].
Aktarmada 3 serbestlik dereceli manipülatörler toplama ve yerleştirme, makine işlemleri gibi durumlarda çoğunlukla kullanılırlar.



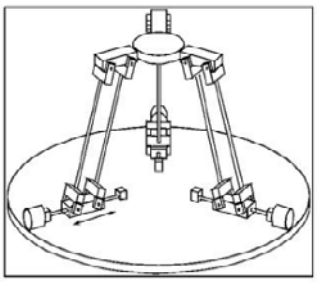
Şekil 1: Delta paralel robot

Üç serbestlik dereceli en popüler robot Şekil 1'de gösterilen deltadır. İlk olarak bu robot Clavel tarafından Ecole Polytechnique Lausanne de geliştirilmiştir.



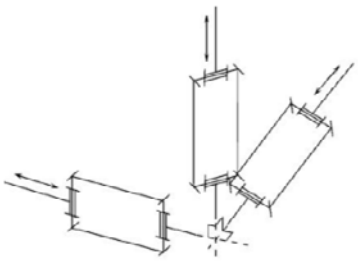
Şekil 2: Tricept paralel robot

Üç serbestlik dereceli başka bir robot Neumann tarafından geliştirilmiş olan Şekil 2'deki tricept'tir [7].



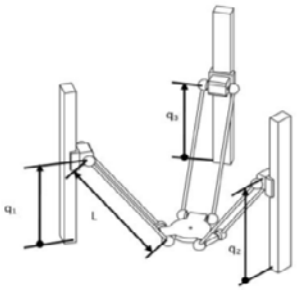
Şekil 3: Star paralel robot

Herve tarafından geliştirilen bu ailenin başka bir üyesi, platformun iki dönel serbestlik derecesiyle her bir kolun kısıtlandığı Şekil 3' deki star robottur.



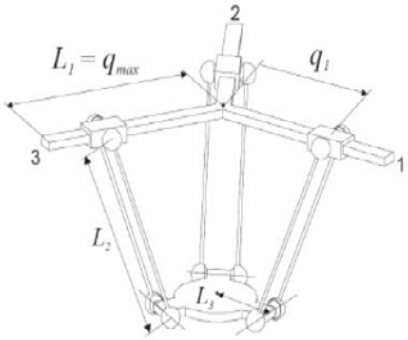
Şekil 4: Orthoglide paralel robot

Aynı ailenin başka bir ilginç üyesi makine-araç uygulamaları için geliştirilen Şekil 4' de gösterilen orthoglide robottur. Bu robotun ana özelliği faydalı çalışma alanında, homojen kinematik performans sunmasıdır.
Delta robot son yıllarda dünyada yoğun uygulama alanı bulmuş olan paralel manipülatör türlerinden biridir. Delta robot sisteminde, sabit bir uzuv üzerine monte edilmiş 3 motor vasıtasıyla bir plakanın (uç işlevci) çalışma uzayı içerisindeki herhangi bir konuma (x,y,z) hareketi sağlanabilmektedir. Her motora bağlanan kol tahrik edilmektedir ve kollar uç işlevci plakasına paralelogram mekanizmaları ile bağlıdır. Dolayısı ile sabit düzlem ile hareketli plaka her zaman paralel olmak durumundadır. Motorların küçük bir hareketi ile sistem yüksek ivmelere çıkabilir ve çok hızlı konumlanabilir. Sistemin rijitliği seçilen kolların rijitliğine ve mafsallardaki boşluklara bağlıdır. İmalat kalitesindeki en küçük sapmalar sistemin tekrarlama hassasiyetini yüksek miktarda etkiler.



Şekil 5: Triglide paralel robot

Triglide ve star (lineer star) robotlar, delta robotun biraz daha basitleştirilmiş hali olup 3 serbestlik dereceli paralel robotlardır. Triglide paralel robotta 3 kol mevcut olup, bu kollar lineer motorlarla hareket ettirilebilmektedir. Şekil 5'de triglide paralel robot görülmektedir. Triglide paralel robota benzer şekilde, star paralel robotta da 3 kol mevcut olup, bu kollar lineer motorlarla hareket ettirilebilmektedir. Şekil 6'da star (lineer star) paralel robot görülmektedir. Star lineer delta robot kullanım amacına göre uygun bir robot tercihi olabilir [6-9].

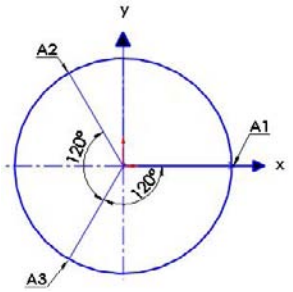



Şekil 6: Star (lineer star) paralel robot

Bu çalışmada üç serbestlik dereceli paralel robot star için ters ve düz kinematik çözümler, vektörel yöntemle analitik olarak elde edilmiştir. Yazarın bilgisi dahilinde star paralel robotun düz kinematik çözümü literatürde ilk kez elde edilmiştir. Solidworks programında yapılan katı modelleme ile çözümler test edilmiştir. Son olarak star paralel robotun çalışma hacmi çıkarılmıştır.

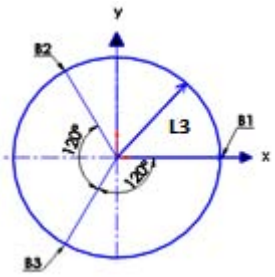
## 2. STAR PARALEL ROBOTUN KİNEMATİK ANALİZİ

Şekil 7'de gösterilen sabit platform, lineer motorların hareket ettiği sabit direklerin en alt noktası olarak seçilmiştir. Sabit eksen takımı ise sabit platformun orta noktasına Şekil 7' de gösterildiği gibi yerleştirilmiştir. z yönü yerçekimi doğrultusunda seçilmiştir.




Şekil 7: Sabit platform

Sabit ve hareketli platform üzerindeki 1, 2 ve 3 indisleri Şekil 6'da gösterilen $q_1$, $q_2$ ve $q_3$ değişkenlerinin bulunduğu sabit direklere paralel olarak seçilmiştir. Sabit uzuvlar aralarında 120° lik açı olacak şekilde konumlandırılmıştır.




Şekil 8: Hareketli platform

Şekil 7 ve 8'de gösterildiği gibi sabit ve hareketli platformlar daireseldir. Sabit platformun sabit direklere değdiği noktalar $A_1$, $A_2$ ve $A_3$ 'dür. Denklem (1)' de bu noktaların x, y ve z koordinatları verilmiştir.

$$A=\begin{bmatrix} q_1 & -\frac{q_2}{2} & -\frac{q_3}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2}q_2 & -\frac{\sqrt{3}}{2}q_3 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

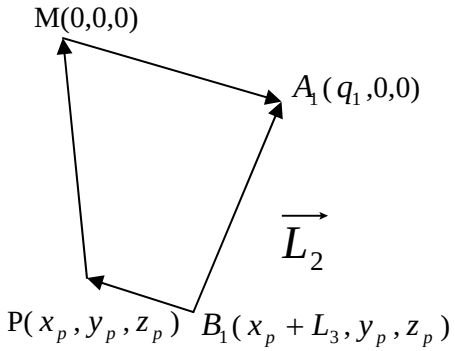
Hareketli platformun paralelogramlara bağlandığı noktalar $B_1$, $B_2$ ve $B_3$

noktalarıdır. Denklem (2)'de bu noktaların x, y ve z koordinatları verilmiştir.

$$B=\begin{bmatrix} x_p+L_3 & x_p-\frac{L_3}{2} & x_p-\frac{L_3}{2} \\ y_p & y_p+\frac{\sqrt{3}}{2}L_3 & y_p-\frac{\sqrt{3}}{2}L_3 \\ z_p & z_p & z_p \end{bmatrix} \quad (2)$$

### 2.1. Star Paralel Robotun Ters Kinematik Çözümleri

Star paralel robotun ters kinematik çözümünü elde etmek için her bir kola vektörel kapalı çevrim yöntemi uygulanmıştır. Şekil 9'da star paralel robotun birinci kolu için vektörel kapalı çevrim gösterilmiştir.




Şekil 9: Star paralel robotun birinci kolu için vektörel kapalı çevrim

Şekil 9'dan bileşke vektör yazılacak olursa denklem (3) elde edilir.

$$\overrightarrow{B_1P}+\overrightarrow{PM}+\overrightarrow{MA_1}=\overrightarrow{B_1A_1}=\vec{L}_2 \quad (3)$$

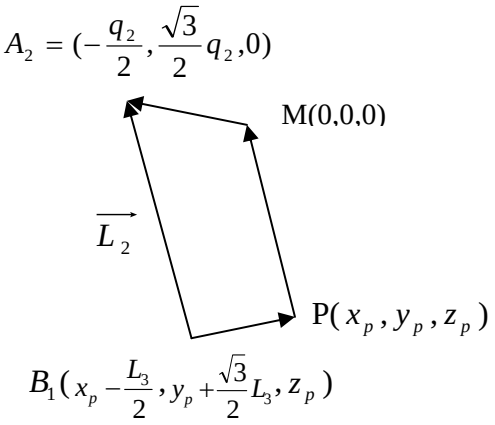
Denklem (3)'de her bir vektörün bileşenleri yerine yazılıp düzenlenirse, buradan $\vec{L}_2$ vektörünün uzunluğu aşağıdaki gibi bulunur.

$$L_2{}^2=(-x_p-L_3+q_1)^2+y_p{}^2+z_p{}^2 \quad (4)$$

Bu ifadeden $q_1$ ifadesi yalnız bırakılıp çekilirse denklem (5) elde edilir.

$$q_1=\sqrt{L_2{}^2-y_p{}^2-z_p{}^2}+x_p+L_3 \quad (5)$$

Şekil 10'da star paralel robotun ikinci kolu için vektörel kapalı çevrim gösterilmiştir.




Şekil 10: Star paralel robotun ikinci kolu için vektörel kapalı çevrim

Şekil 10'dan bileşke vektör yazılacak olursa denklem (6) elde edilir.

$$\overrightarrow{B_2P}+\overrightarrow{PM}+\overrightarrow{MA_2}=\overrightarrow{B_2A_2}=\vec{L}_2 \quad (6)$$

Bu denklemden her bir vektörün bileşenleri yerine yazılıp düzenlenirse, buradan $\vec{L}_2$ vektörünün uzunluğu aşağıdaki gibi bulunur.

$$L_2{}^2=\left[q_2-\left(\frac{2L_3-x_p+\sqrt{3}y_p}{2}\right)\right]^2$$

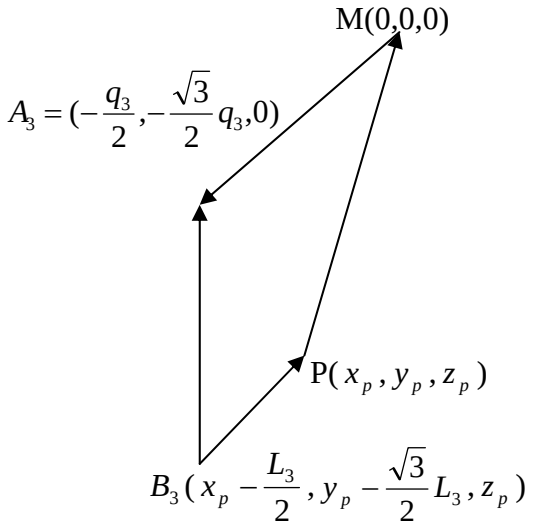
$$+\frac{3}{4}x_p{}^2+\frac{\sqrt{3}x_py_p}{2}+\frac{1}{4}y_p{}^2+z_p{}^2 \quad (7)$$

Bu ifadeden $q_2$ ifadesi yalnız bırakılıp çekilirse denklem (8) elde edilir.

$$q_2=\sqrt{L_2{}^2-z_p{}^2-\frac{3}{4}x_p{}^2-\frac{\sqrt{3}x_py_p}{2}-\frac{1}{4}y_p{}^2}$$

$$+\left(\frac{2L_3-x_p+\sqrt{3}y_p}{2}\right) \quad (8)$$

Şekil 11'de star paralel robotun üçüncü kolu için vektörel kapalı çevrim gösterilmiştir.




Şekil 11: Star paralel robotun üçüncü kolu için vektörel kapalı çevrim

Şekil 11'den bileşke vektör yazılacak olursa denklem (9) elde edilir.

$$\overrightarrow{B_3P} + \overrightarrow{PM} + \overrightarrow{MA_3} = \overrightarrow{B_3A_3} = \vec{L}_2 \qquad (9)$$

Denklem (9)'da her bir vektörün bileşenleri yerine yazılıp düzenlenirse, buradan $\vec{L}_2$ vektörünün uzunluğu aşağıdaki gibi bulunur.

$$L_2^{\,2} = \left[ q_3 - \left( \frac{2L_3 - x_p - \sqrt{3} y_p}{2} \right) \right]^2 + \frac{3}{4} x_p^{\,2} - \frac{\sqrt{3} x_p y_p}{2} + \frac{1}{4} y_p^{\,2} + z_p^{\,2} \qquad (10)$$

Bu ifadeden $q_3$ ifadesi yalnız bırakılıp çekilirse denklem (11) elde edilir.

$$q_3 = \sqrt{L_2^{\,2} - z_p^{\,2} - \frac{3}{4} x_p^{\,2} + \frac{\sqrt{3} x_p y_p}{2} - \frac{1}{4} y_p^{\,2}} + \left( \frac{2L_3 - x_p + \sqrt{3} y_p}{2} \right) \qquad (11)$$

Star paralel robot için elde edilen ters kinematik çözümler aşağıda verilmiştir.

$$q_1 = \sqrt{L_2^{\,2} - y_p^{\,2} - z_p^{\,2}} + x_p + L_3 \qquad (12)$$

$$q_2 = \sqrt{L_2^{\,2} - z_p^{\,2} - \frac{3}{4} x_p^{\,2} - \frac{\sqrt{3} x_p y_p}{2} - \frac{1}{4} y_p^{\,2}} + \left( \frac{2L_3 - x_p + \sqrt{3} y_p}{2} \right) \qquad (13)$$

$$q_3 = \sqrt{L_2^{\,2} - z_p^{\,2} - \frac{3}{4} x_p^{\,2} + \frac{\sqrt{3} x_p y_p}{2} - \frac{1}{4} y_p^{\,2}} + \left( \frac{2L_3 - x_p + \sqrt{3} y_p}{2} \right) \qquad (14)$$

### 2.2. Star Paralel Robotun Düz Kinematik Çözümleri

Denklem (12) açılırsa denklem (15) elde edilir.

$$x_p^{\,2} + y_p^{\,2} + z_p^{\,2} - L_2^{\,2} + L_3^{\,2} + 2x_p (L_3 - q_1) - 2q_1 L_3 + q_1^{\,2} = 0 \qquad (15)$$

Aynı şekilde (13) nolu denklem açılırsa denklem (16) elde edilir.

$$x_p^{\,2} + y_p^{\,2} + z_p^{\,2} - L_2^{\,2} + L_3^{\,2} + x_p (q_2 - L_3) + \sqrt{3} y_p (L_3 - q_2) - 2q_2 L_3 + q_2^{\,2} = 0 \qquad (16)$$

Son olarak (14) nolu denklem açılırsa denklem (17) elde edilir.

$$x_p^{\,2} + y_p^{\,2} + z_p^{\,2} - L_2^{\,2} + L_3^{\,2} + x_p (q_3 - L_3) + \sqrt{3} y_p (q_3 - L_3) - 2q_3 L_3 + q_3^{\,2} = 0 \qquad (17)$$

Elde edilen bu denklemlerin sırasıyla birbirlerine eşitlenmesi sonucunda üç yeni denklem aşağıdaki gibi elde edilir.

$$x_p(3L_3-2q_1-q_2)-\sqrt{3}y_p(L_3-q_2)=(q_2-q_1)(q_2+q_1-2L_3) \quad (18)$$

$$x_p(3L_3-2q_1-q_3)-\sqrt{3}y_p(q_3-L_3)=(q_3-q_1)(q_3+q_1-2L_3) \quad (19)$$

$$x_p(q_2-q_3)+\sqrt{3}y_p(2L_3-q_2-q_3)=(q_3-q_2)(q_3+q_2-2L_3) \quad (20)$$

(18) nolu denklemde $x_p$, $y_p$ cinsinden ifade edilirse, denklem (21) elde edilir.

$$x_p=\frac{(q_2-q_1)(q_2+q_1-2L_3)+\sqrt{3}y_p(L_3-q_2)}{(3L_3-2q_1-q_2)} \quad (21)$$

Bulunan $x_p$ ifadesi, (19) nolu denklemde yerine koyulup burada gerekli düzenlemeler yapıldığı takdirde, $y_p$ ifadesi için aşağıdaki denklem elde edilir.

$$y_p=\frac{(3L_3-2q_1-q_2)(q_3-q_1)(q_3+q_1-2L_3)}{\sqrt{3}(L_3-q_3)(3L_3-2q_1-q_2)-\sqrt{3}(q_2-L_3)(3L_3-2q_1-q_3)}$$

$$-\frac{(3L_3-2q_1-q_3)(q_2-q_1)(q_2+q_1-2L_3)}{\sqrt{3}(L_3-q_3)(3L_3-2q_1-q_2)-\sqrt{3}(q_2-L_3)(3L_3-2q_1-q_3)} \quad (22)$$

Yukarıda verilen $y_p$ ifadesi (21) nolu denklemde yerine konulursa, $x_p$ ifadesi $q_1$, $q_2$ ve $q_3$ cinsinden bulunmuş olur.

Bulunan $x_p$ ve $y_p$ ifadelerini (15) nolu denklemde yerine koyup $z_p$ ifadesi yalnız bırakılırsa, denklem (23) aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$z_p^{\,2}=L_2^{\,2}-L_3^{\,2}-2(L_3-q_1)\left(\frac{(q_2-q_1)(q_2+q_1-2L_3)}{(3L_3-2q_1-q_2)}\right.$$

$$-\frac{\sqrt{3}(q_2-L_3)\left(\frac{(3L_3-2q_1-q_2)(q_3-q_1)(q_3+q_1-2L_3)}{\sqrt{3}(L_3-q_3)(3L_3-2q_1-q_2)-\sqrt{3}(q_2-L_3)(3L_3-2q_1-q_3)}\right)}{(3L_3-2q_1-q_2)}$$

$$\left.+\frac{\sqrt{3}(q_2-L_3)\left(\frac{(3L_3-2q_1-q_3)(q_2-q_1)(q_2+q_1-2L_3)}{\sqrt{3}(L_3-q_3)(3L_3-2q_1-q_2)-\sqrt{3}(q_2-L_3)(3L_3-2q_1-q_3)}\right)}{(3L_3-2q_1-q_2)}\right)$$

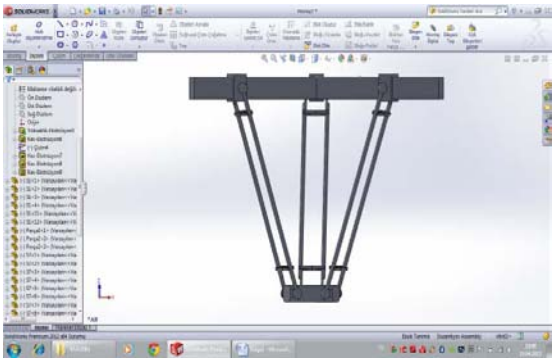
$$+2q_1L_3-q_1^{\,2}-\left(\frac{(q_2-q_1)(q_2+q_1-2L_3)}{(3L_3-2q_1-q_2)}\right.$$

$$-\frac{\sqrt{3}(q_2-L_3)\left(\frac{(3L_3-2q_1-q_2)(q_3-q_1)(q_3+q_1-2L_3)}{\sqrt{3}(L_3-q_3)(3L_3-2q_1-q_2)-\sqrt{3}(q_2-L_3)(3L_3-2q_1-q_3)}\right)}{(3L_3-2q_1-q_2)}$$

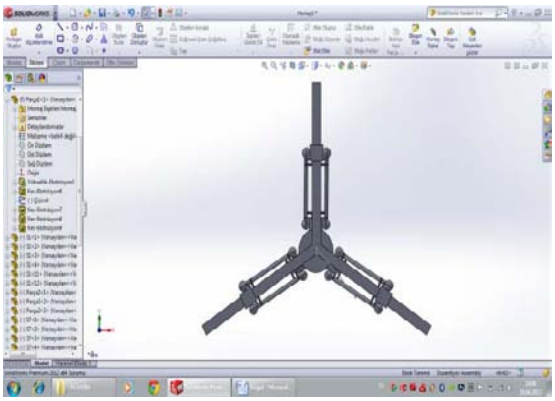
$$\left.+\frac{\sqrt{3}(q_2-L_3)\left(\frac{(3L_3-2q_1-q_3)(q_2-q_1)(q_2+q_1-2L_3)}{\sqrt{3}(L_3-q_3)(3L_3-2q_1-q_2)-\sqrt{3}(q_2-L_3)(3L_3-2q_1-q_3)}\right)}{(3L_3-2q_1-q_2)}\right)^2$$

$$-\left(\frac{(3L_3-2q_1-q_2)(q_3-q_1)(q_3+q_1-2L_3)-(3L_3-2q_1-q_3)(q_2-q_1)(q_2+q_1-2L_3)}{\sqrt{3}(L_3-q_3)(3L_3-2q_1-q_2)-\sqrt{3}(q_2-L_3)(3L_3-2q_1-q_3)}\right)^2 \quad (23)$$

Star paralel robotun Solidworks programında katı modellemesi yapılmıştır. Şekil 12 ve Şekil 13'de bu katı modellemeye ait üstten ve yandan görünüşler görülmektedir.



Şekil 12: Star paralel robotun Solidworks'de katı modelemesinin yandan görünüşü.



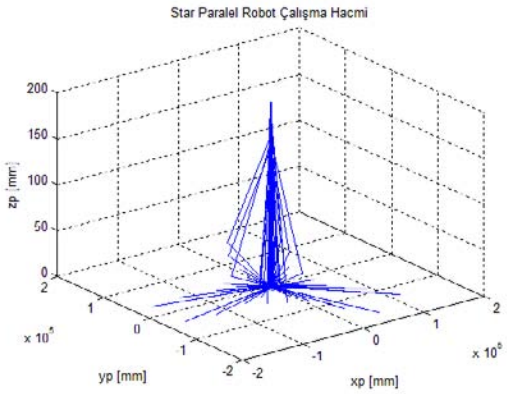
Şekil 13: Star paralel robotun Solidworks'de katı modelemesinin üstten görünüşü.

Solidworks programında yapılan katı modellemeden faydalanılarak ters ve düz kinematik çözümlerin doğruluğu test edilmiştir. Bunun için ilk etapta star paralel robotun sabit değerleri ölçülmüştür. Bunlar $L_2$ ve $L_3$ değerleridir. Daha sonra $x_p$, $y_p$ ve $z_p$ değerleri farklı iki konum için ölçülmüştür. Bundan sonra ölçülen bu değerler, ters kinematik çözümde yerlerine koyulup $q_1$, $q_2$ ve $q_3$ değerleri Matlab programı yardımı ile hesaplanmıştır. Hesaplanan $q_1$, $q_2$ ve $q_3$ değerlerinin $x_p$, $y_p$ ve $z_p$ konumlarına karşılık gelen $q_1$, $q_2$ ve $q_3$ değerleriyle aynı olduğu görülmüştür. Bu sonuç, bulunan ters kinematik çözüm denklemlerinin doğru olduğunu ispatlamaktadır.

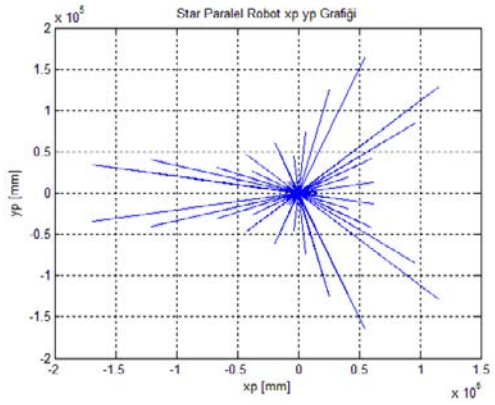
İşlemi tersten gerçekleştirerek bu kez star paralel robotun bulunan düz kinematik çözüm denklemlerinin doğruluğu ispatlanmıştır. Bu kez ölçülen $q_1$, $q_2$ **ve** $q_3$ değerleri düz kinematik çözüm denklemlerinde yerlerine koyularak, bunlara karşılık gelen $x_p$, $y_p$ **ve** $z_p$ konum değerleri Matlab programı yardımıyla hesaplanmıştır. Hesaplanan $x_p$, $y_p$ **ve** $z_p$ konum değerlerinin $q_1$, $q_2$ **ve** $q_3$ değerlerine karşılık gelen $x_p$, $y_p$ **ve** $z_p$ konum değerleriyle aynı olduğu görülmüştür.

### 2.3. Star Paralel Robotun Çalışma Hacmi

Star paralel robotun çalışma hacmi çıkarılırken Matlab programından faydalanılmıştır. Şekil 14'de görüldüğü gibi star paralel robot' un çalışma uzayı bir yıldızı andırmaktadır. Şekil 15'de star robotun x ve y yönlerindeki çalışma uzayı ayrı olarak verilmiştir. Çalışma hacmi ebatlarına bağlı olarak arttırılabilir. Çalışma hacmi çok geniş olmamasına rağmen, uygun kullanım yeri bulduğu taktirde doğru bir robot tercihi olabilir. Özellikle $z_p$ yönündeki çalışma uzayı, robotun imalat boyutlarına bağlı olarak arttırılabilmektedir.




Şekil 14: Star paralel robotun çalışma hacmi




Şekil 15: Star paralel robotun x-y çalışma hacmi

## 3. SONUÇLAR

Bu çalışmada üç serbestlik dereceli paralel bir robot olan star'ın ters ve düz kinematik çözümleri analitik olarak elde edilmiştir. Yazarın bilgisi dahilinde star paralel robotun düz kinematik çözümü literatürde ilk kez elde edilmiştir. Solidworks programında yapılan katı modelleme ile star paralel robotun kinematik çözümlerinin doğruluğu test edilmiştir. Son olarak matlab programı kullanılarak star paralel robotun çalışma hacmi oluşturulmuştur.

Bu çalışmada elde edilen kinematik çözümler kullanılarak star paralel robotun hareket denklemleri bundan sonraki çalışmalarda elde edilebilir. Elde edilecek hareket denklemleri kullanılarak star paralel robotun denetimi yapılabilir. Bundan sonraki çalışmalarda diğer paralel robotların kinematik çözümleri analitik olarak elde edilebilir, elde edilen kinematik çözümler kullanılarak robotların hareket denklemleri uygun bir yöntemle çıkarılabilir ve bu robotların kontrolü gerçekleştirilebilir.

## 5. KAYNAKLAR

**[1]** Sciavicco, L., *Modeling and Control of Robot Manipulator*, The McGraw-Hill Comp. Inc., 1996.

**[2]** Merlet, J. P., *Paralel Robots*, Springer Yayınevi, The Netherlands, s:75-76, 1996.

**[3]** Merlet, J. P., "On the Infinitesimal Motion of Parallel Manipulators in Singular Configurations", *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation, IEEE Piscataway, NJ*, Vol. 1**,** s:320–325, 1992.

**[4]** Bi, Z. M. ve Lang, S. Y. T., "Joint workspace of parallel kinematic machines", *Robotics and Computer Integrated Manufacturing*, Vol.25, s:57-63, 2009.

**[5]** Merlet, J. P., "Determination of the orientation workspace of paralel manipulators", *Journal of intelligent and robotic systems*,13, s:143–160, 1995.

**[6]** Mustafa, M., Misuari, R. ve Daniyal, H., "Forward Kinematics of 3 Degree of Freedom Delta Robot".

**[7]** Merlet, J. P., *Paralel Robots*, Springer Yayınevi, The Netherlands, s: 31-34, 1996.

**[8]** ParalleMIC, World Wide Web site, www.parallemic.org/Reviews/Review002.html Illian Bonev.

**[9]** Stan, S., Manic, M., Maties, V. ve Balan, R., "Evalutionary Approach to Optimal Design of 3 DOF Translation Exoskeleton and Medical Parallel Robots", HSI, Poland, 2008.

# İKİ SERBESTLİK DERECELİ DÜZLEMSEL PARALEL MANİPÜLATÖR GRUBUNUN HASSASİYET ANALİZİ

Mümin ÖZSİPAHİ, Eres SÖYLEMEZ

Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mak. Müh. Bölümü 06800, ANKARA

ozsipahi@metu.edu.tr, eres@metu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışma, beş döner (R) veya kayar (P) mafsal ile birbirine bağlanmış olan biri sabit beş uzuvdan oluşan iki serbestlik dereceli düzlemsel paralel manipülatörlerin hassasiyet analizi üzerinedir. Bu manipülatörler arasından topolojik olarak RRRRR, RPRPR, PRRRP düzlemsel paralel manipülatörü seçilmiştir. Paralel manipülatörlerin performanslarını karşılaştırmak için kullanılan yaygın bir yöntem hassasiyet analizidir. Bu çalışmada, bu üç değişik düzlemsel paralel manipülatörün iki farklı yöntem kullanılarak hassasiyet analizleri sunulmuştur. Hassasiyet analizlerini gerçekleştirebilmek için, ilk olarak, bu manipülatörlerin ileri ve ters kinematik analizi gerçekleştirilmiştir. Hız analizi yapılarak Jakobi matrisi elde edilmiştir. Tekillik eğrilerini belirlemek için tekillik çalışması yapılmıştır. Hassasiyet analizinde ilk yöntem olarak iyileştirme endeksi kullanılmıştır. İkinci yöntem olarak ise maksimum konumsal hata kullanılarak hassasiyet analizi gerçekleştirilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Düzlemsel paralel manipülatör, iyileştirme endeksi, maksimum konumsal hata

## ACCURACY ANALYSIS OF A CLASS OF TWO DEGREES OF FREEDOM PLANAR PARALLEL MANIPULATORS

## ABSTRACT

This study is about the accuracy analysis of two degrees of freedom planar parallel manipulators consisting of five links (one of which is fixed) that are connected to each other with five revolute (R) or prismatic (P) joint. Among these manipulators, topologically RRRRR, RPRPR, PRRRP planar parallel manipulators are selected. Accuracy analysis is a common method to compare the performances of parallel manipulators. In this study, accuracy analysis of these three different planar parallel manipulators is presented by using two different methods. To perform the accuracy analyses, firstly, direct and inverse kinematic analyses of these manipulators are carried out. Jacobian matrix is obtained by performing velocity analysis. Singularity analysis is done to obtain the singularity curves. In the accuracy analysis, conditioning index is used as the first method. As the second method, maximum positional error is utilized to complete the accuracy analysis.

**Keywords:** Planar parallel manipulators, conditioning index, maximum positional error

## 1. GİRİŞ

Paralel manipülatörler seri manipülatörlere göre yüksek hız ve ivmelerde çalışma, kütlesine göre yüksek direngenliğe sahip olma gibi özellikleri nedeniyle gitgide daha fazla ilgi odağı olmaktadır [1]. Beş döner (R) veya kayar (P) mafsal ile birbirine bağlanmış olan biri sabit beş uzuvdan oluşan iki serbestlik dereceli düzlemsel mekanizmalara iki serbestlik dereceli düzlemsel paralel manipülatörler denilmektedir. Bu manipülatörler paralel robotların yapısal olarak en basit sınıfıdır. Bu nedenle çeşitli çalışmalara konu olmuşlardır. İki serbestlik dereceli düzlemsel paralel manipülatörlerin kinematik, tekillik, çalışma alanı analizlerini içeren çeşitli çalışmalar yapılmıştır [2-7]. Paralel robotların performanslarını karşılaştırmak ve optimizasyon çalışması yapmak için kullanılan yaygın bir yöntem

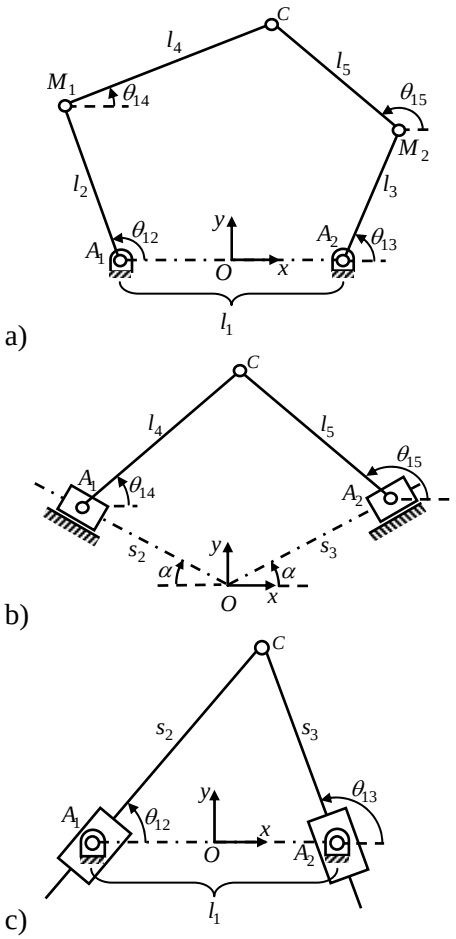
hassasiyet analizidir. Araştırmacılar iki serbestlik dereceli düzlemsel paralel manipülatörlerin optimizasyon çalışmalarında daha çok iyileştirme indeksini kullanmayı tercih etmişlerdir [8-11]. Maksimum konum veya oryantasyon hatası ise farklı manipülatörlerin hassasiyet analizlerinde kullanılmıştır [12-14].

Bu çalışmada, seçilmiş olan üç değişik düzlemsel paralel manipülatörün iki farklı yöntem kullanılarak hassasiyet analizleri sunulmuştur. Hassasiyet analizlerini gerçekleştirebilmek için, ilk olarak, bu manipülatörlerin ileri ve ters kinematik analizi gerçekleştirilmiştir. Hız analizi sonrasında Jakobi matrisi elde edilerek tekillik analizi yapılmıştır. Hassasiyet analizinde ilk yöntem olarak iyileştirme indeksi kullanılmıştır. İkinci yöntem olarak ise maksimum konumsal hatadan yararlanılmıştır. Son olarak bu analizlerin Matlab© ortamında uygulaması yapılarak bazı sayısal örnekler sunulmuştur.

## 2. SEÇİLEN MANİPÜLATÖR GRUBU

Döner (R) veya kayar (P) mafsal içeren iki serbestlik dereceli düzlemsel paralel manipülatörler için topolojik olarak otuz-iki farklı manipülatör oluşturulabilir fakat Cervantes-Sanchez ve Rendon-Sanchez değişik fiziksel kısıtlamalar kullanarak bu sayıyı altıya düşürmüştür [4]. Buna ek olarak manipülatörün simetrik olma şartı eklenirse geriye üç değişik düzlemsel manipülatör kalır. Bunlar, RRRRR, PRRRP ve RPRPR düzlemsel manipülatörleridir.

RRRRR manipülatörünün şematik gösterimi Şekil 1.a)'da verilmiştir. Bu manipülatör için aktif mafsallar parametreleri $\theta_{12}$ ve $\theta_{13}$, pasif mafsal parametreleri ise $\theta_{14}$ ve $\theta_{15}$'tir. Şekil 1.b)'de ise PRRRP manipülatörünün şematik gösterimi verilmiştir. Bu manipülatörün aktif mafsallar parametreleri $s_2$ ve $s_3$, pasif mafsal parametreleri ise $\theta_{14}$ ve $\theta_{15}$'tür. RPRPR manipülatörü de Şekil 1.c)'de gösterilmiştir. Bu manipülatördeki aktif mafsal parametreleri $s_2$ ve $s_3$, pasif mafsal parametreleri ise $\theta_{12}$ ve $\theta_{13}$'tür. Seçilen bu manipülatörlerin uzunluk parametreleri Şekil 1 üzerinde gösterilmiştir.




Şekil 1. a) RRRRR b) PRRRP c) RPRPR manipülatörlerinin şematik gösterimi

## 3. İLERİ KİNEMATİK ANALİZ

RRRRR manipülatörünün devre kapalılık denkleminin $x$ ve $y$ bileşenleri şu şekilde yazılabilir (Bkz. Şekil 1.a).

$$l_2\cos\theta_{12}+l_4\cos\theta_{14}=l_1+l_3\cos\theta_{13}+l_5\cos\theta_{15} \quad (3.1)$$

$$l_2\sin\theta_{12}+l_4\sin\theta_{14}=l_3\sin\theta_{13}+l_5\sin\theta_{15} \quad (3.2)$$

Buradan $\theta_{14}$ yok edilerek $\theta_{15}$ elde edilebilir.

$$\theta_{15}=\text{atan2}\left(2t_{15},1-t_{15}^2\right) \quad (3.3)$$

Burada,

$$t_{15}=\begin{cases}\dfrac{A_3\pm\sqrt{A_2^2+A_3^2-A_1^2}}{A_2-A_1} & \text{eğer } A_2\text{-}A_1\neq 0\\ -\dfrac{A_1+A_2}{2A_3} & \text{eğer } A_2\text{-}A_1=0\end{cases} \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned}A_1=&\,l_1^2+l_2^2+l_3^2-l_4^2+l_5^2-2l_1l_2\cos\theta_{12}\\&+2l_1l_3\cos\theta_{13}-2l_2l_3\cos\left(\theta_{12}-\theta_{13}\right)\end{aligned} \quad (3.5)$$

$$A_2=2l_1l_5-2l_2l_5\cos\theta_{12}+2l_3l_5\cos\theta_{13} \quad (3.6)$$

$$A_3=-2l_2l_5\sin\theta_{12}+2l_3l_5\sin\theta_{13} \quad (3.7)$$

$\theta_{15}$ bulunduktan sonra $\theta_{14}$ şöyle bulunabilir.

$$\theta_{14} = \text{atan2}\left(s_{14}, c_{14}\right) \tag{3.8}$$

Burada,

$$s_{14} = -l_2 \sin\theta_{12} + l_3 \sin\theta_{13} + l_5 \sin\theta_{15} \tag{3.9}$$

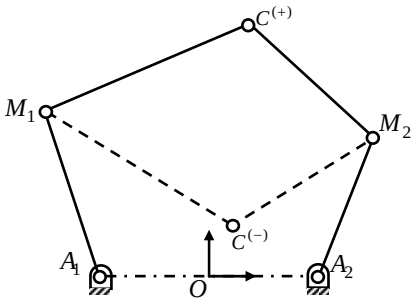
$$c_{14} = l_1 - l_2 \cos\theta_{12} + l_3 \cos\theta_{13} + l_5 \cos\theta_{15} \tag{3.10}$$

Böylece, *C* noktasının *x* ve *y* bileşenleri ($x_C$ ve $y_C$) $\theta_{14}$ ve $\theta_{15}$ bulunduktan sonra manipülatörün sol veya sağ dalı kullanılarak elde edilebilir.

$$x_C = -\frac{l_1}{2} + l_2 \cos\theta_{12} + l_4 \cos\theta_{14} \tag{3.11}$$

$$y_C = l_2 \sin\theta_{12} + l_4 \sin\theta_{14} \tag{3.12}$$

$\theta_{15}$ mafsal parametresinin çözümü sırasında denklem (3.4)'te iki çözüm elde edilmiştir. Bu denklemde "+" kullanılırsa RRRRR manipülatörünün üst konfigürasyon çözümü, "-" kullanılırsa alt konfigürasyon çözümü elde edilir. Bu iki konfigürasyon Şekil 2'de gösterilmiştir. Paralel manipülatör hangi konfigürasyonda monte edildiyse sadece o konfigürasyonda çalışabilir. Bu çalışmada, bütün manipülatörlerin Matlab© ortamında uygulaması sırasında üst konfigürasyon çözümü kullanılmıştır.




Şekil 2. RRRRR manipülatörünün üst ve alt konfigürasyonu

• PRRRP manipülatörün devre kapalılık denklemi kullanılarak şu denklemler yazılabilir (Bkz. Şekil 1.b).

$$s_2 \cos(\pi\text{-}\alpha) + l_4 \cos\theta_{14} = s_3 \cos\alpha + l_5 \cos\theta_{15} \tag{3.13}$$

$$s_2 \sin(\pi\text{-}\alpha) + l_4 \sin\theta_{14} = s_3 \sin\alpha + l_5 \sin\theta_{15} \tag{3.14}$$

Bu denklemlerden ilk olarak $\theta_{14}$ yok edilerek $\theta_{15}$ elde edilebilir.

$$\theta_{15} = \text{atan2}\left(2t_{15}, 1 - t_{15}^2\right) \tag{3.15}$$

Burada,

$$t_{15} = \begin{cases} \dfrac{A_3 \pm \sqrt{A_2^2 + A_3^2 - A_1^2}}{A_2 - A_1} & \text{if } A_2 - A_1 \neq 0 \\ -\dfrac{A_1 + A_2}{2A_3} & \text{if } A_2 - A_1 = 0 \end{cases} \tag{3.16}$$

$$A_1 = s_2^2 + s_3^2 - l_4^2 + l_5^2 + 2s_2 s_3 \cos 2\alpha \tag{3.17}$$

$$A_2 = 2l_5 \cos\alpha\left(s_2 + s_3\right) \tag{3.18}$$

$$A_3 = 2l_5 \sin\alpha\left(-s_2 + s_3\right) \tag{3.19}$$

Sonra $\theta_{14}$ şu şekilde elde edilebilir.

$$\theta_{14} = \text{atan2}\left(s_{14}, c_{14}\right) \tag{3.20}$$

Bu denklemde,

$$s_{14} = -s_2 \sin\alpha + s_3 \sin\alpha + l_5 \sin\theta_{15} \tag{3.21}$$

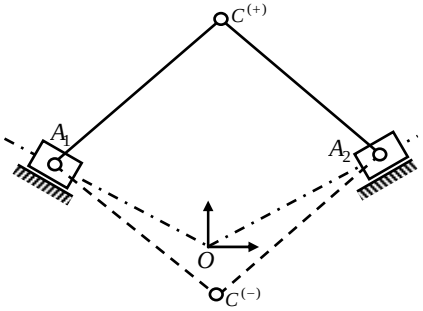
$$c_{14} = s_2 \cos\alpha + s_3 \cos\alpha + l_5 \cos\theta_{15} \tag{3.22}$$

Sonra, $x_C$ ve $y_C$ şöyle elde edilebilir.

$$x_C = s_2 \cos(\pi\text{-}\alpha) + l_4 \cos\theta_{14} \tag{3.23}$$

$$y_C = s_2 \sin(\pi\text{-}\alpha) + l_4 \sin\theta_{14} \tag{3.24}$$

$\theta_{15}$ mafsal parametresinin çözümü sırasında denklem (3.16)'da iki çözüm elde edilmiştir. Bu denklemde benzer şekilde "+" kullanılırsa bu manipülatörün üst konfigürasyon çözümü, "-" kullanılırsa alt konfigürasyon çözümü bulunur. Bu iki konfigürasyon Şekil 3'te gösterilmiştir.




Şekil 3. PRRRP manipülatörünün üst ve alt konfigürasyonu

• RPRPR manipülatörün devre kapalılık denkleminin *x* ve *y* bileşenleri şu şekilde yazılabilir (Bkz. Şekil 1.c).

$$-\frac{l_1}{2} + s_2 \cos\theta_{12} = \frac{l_1}{2} + s_3 \cos\theta_{13} \tag{3.25}$$

$$s_2 \sin\theta_{12} = s_3 \sin\theta_{13} \tag{3.26}$$

İlk olarak $\theta_{13}$ yok edilerek $\theta_{12}$ elde edilebilir.

$$\theta_{12} = \pm\cos^{-1}\left(\frac{l_1^2 + s_2^2 - s_3^2}{2l_1 s_2}\right) \tag{3.27}$$

Daha sonra, $\theta_{13}$ şu şekilde elde edilebilir.

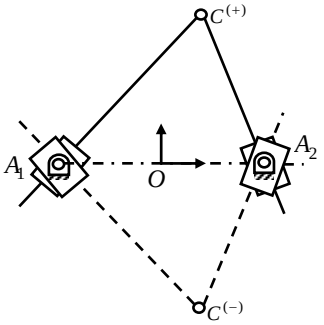
$$\theta_{13} = \text{atan2}\left(s_2 \sin\theta_{12}, -l_1 + s_2 \cos\theta_{12}\right) \quad (3.28)$$

Böylece, $x_C$ ve $y_C$ bulunabilir.

$$x_C = -\frac{l_1}{2} + s_2 \cos\theta_{12} \quad (3.29)$$

$$y_C = s_2 \sin\theta_{12} \quad (3.30)$$

$\theta_{12}$ mafsal parametresinin çözümü sırasında denklem (3.27)'te iki çözüm elde edilmiştir. Bu denklemde "+" kullanılırsa RPRPR manipülatörünün üst konfigürasyon çözümü, "-" kullanılırsa alt konfigürasyon çözümü elde edilir. Bu iki konfigürasyon Şekil 4'te gösterilmiştir.




Şekil 4. RPRPR manipülatörünün üst ve alt konfigürasyonu

## 4. TERS KİNEMATİK ANALİZ

Ters kinematik analizinde belirli bir uç-efektör pozisyonu ($x_C$ ve $y_C$) için her bir manipülatörün aktif ve pasif mafsal parametrelerini veren matematiksel denklemler elde edilmiştir.

• RRRRR manipülatörünün sol dalı için şu denklemler yazılabilir.

$$x_c = -\frac{l_1}{2} + l_2 \cos\theta_{12} + l_4 \cos\theta_{14} \quad (4.1)$$

$$y_c = l_2 \sin\theta_{12} + l_4 \sin\theta_{14} \quad (4.2)$$

Buradan, $\theta_{14}$ yok edilerek $\theta_{12}$ bulunabilir.

$$\theta_{12} = \text{atan2}\left(2t_{12}, 1 - t_{12}^2\right) \quad (4.3)$$

Bu denklemde,

$$t_{12} = \begin{cases} \dfrac{B \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A + C} & \text{if } A + C \neq 0 \\ \dfrac{C - A}{2B} & \text{if } A + C = 0 \end{cases} \quad (4.4)$$

$$A = 2l_2\left(x_c + l_1/2\right) \quad (4.5)$$

$$B = 2l_2 y_c \quad (4.6)$$

$$C = \left(x_c + l_1/2\right)^2 + y_c^2 + l_2^2 - l_4^2 \quad (4.7)$$

Daha sonra, $\theta_{14}$ şöyle elde edilebilir.

$$\theta_{14} = \text{atan2}(y_c - l_2 \sin\theta_{12}, x_c + \frac{l_1}{2} - l_2 \cos\theta_{12}) \quad (4.8)$$

Benzer bir yöntem manipülatörün sağ dalı içinde uygulanırsa $\theta_{13}$ ve $\theta_{15}$ de şu şekilde elde edilir.

$$\theta_{13} = \text{atan2}\left(2t_{13}, 1 - t_{13}^2\right) \quad (4.9)$$

Burada,

$$t_{13} = \begin{cases} \dfrac{B \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A + C} & \text{if } A + C \neq 0 \\ \dfrac{C - A}{2B} & \text{if } A + C = 0 \end{cases} \quad (4.10)$$

$$A = 2l_3\left(x_c - l_1/2\right) \quad (4.11)$$

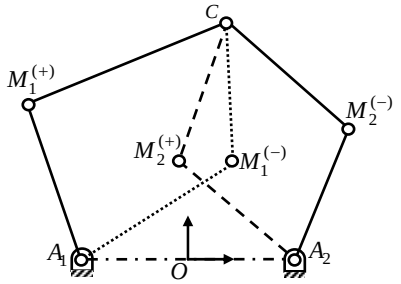
$$B = 2l_3 y_c \quad (4.12)$$

$$C = \left(x_c - l_1/2\right)^2 + y_c^2 + l_3^2 - l_5^2 \quad (4.13)$$

Bunları kullanarak $\theta_{15}$ şu şekilde bulunabilir.

$$\theta_{15} = \text{atan2}(y_c - l_3 \sin\theta_{13}, x_c - \frac{l_1}{2} - l_3 \cos\theta_{13}) \quad (4.14)$$

Manipülatörün sol ve sağ dalı için çözüm yapılırken $\theta_{12}$ ve $\theta_{13}$ için iki farklı çözüm elde edilmiştir (denklem (4.4) ve (4.10)). Yani sol ve sağ dal için ikişer tane farklı çözüm mevcuttur. Bu nedenle, belirli bir uç-efektör noktasına dört değişik çalışma modunda ulaşılabilir. Bu çalışma modları Şekil 5'de gösterilmiştir.




Şekil 5. RRRRR manipülatörünün çalışma modları

Bu şekilde; örneğin "+-" çalışma modunu veren döngü $A_1 M_1^{(+)} C M_2^{(-)} A_2$ olarak gösterilmiştir. RRRRR manipülatörü genellikle "+-" çalışma modunda çalışmak üzere tasarlanır [8]. Fakat, RRRRR manipülatörü çalışması sırasında çalışma modunu değiştirecek şekilde de kullanılabilir [6-7]. Bu sayede manipülatör daha büyük bir çalışma uzayında çalışma imkanı bulabilir.

• PRRRP manipülatörünün sol dalı için şu denklemler yazılabilir.

$$x_c = -s_2 \cos\alpha + l_4 \cos\theta_{14} \quad (4.15)$$

$$y_c = s_2 \sin\alpha + l_4 \sin\theta_{14} \quad (4.16)$$

Buradan, $\theta_{14}$ elenerek $s_2$ bulunabilir.

$$s_2 = -b_2 \pm \sqrt{b_2^2 - c_2}\text{ , burada} \quad (4.17)$$

$$b_2 = x_c \cos\alpha - y_c \sin\alpha \quad (4.18)$$

$$c_2 = x_c^2 + y_c^2 - l_4^2 \quad (4.19)$$

Bundan sonra, $\theta_{14}$ şöyle elde edilebilir.

$$\theta_{14} = \text{atan2}(y_c - s_2 \sin\alpha, x_c + s_2 \cos\alpha) \quad (4.20)$$

Benzer yöntem sağ dal içinde uygulanırsa $s_3$ ve $\theta_{15}$ şu şekilde bulunabilir.

$$s_3 = -b_3 \pm \sqrt{b_3^2 - c_3}\text{ , burada} \quad (4.21)$$

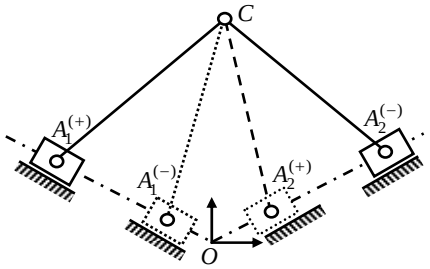
$$b_3 = -x_c \cos\alpha - y_c \sin\alpha \quad (4.22)$$

$$c_3 = x_c^2 + y_c^2 - l_5^2 \quad (4.23)$$

Daha sonra, $\theta_{15}$ şuradan hesaplanabilir.

$$\theta_{15} = \text{atan2}(y_c - s_3 \sin\alpha, x_c - s_3 \cos\alpha) \quad (4.24)$$

PRRRP manipülatörünün sol ve sağ dal çözümünde de ikişer çözüm elde edilmiştir (denklem (4.17) ve (4.21)). Bu nedenle bu manipülatörün de dört değişik çalışma modu vardır ve bunlar Şekil 6'da gösterilmiştir.




Şekil 6. PRRRP manipülatörünün çalışma modları

• RPRPR manipülatörünün sol dalı için şu denklemler yazılabilir.

$$x_c = -\frac{l_1}{2} + s_2 \cos\theta_{12} \quad (4.25)$$

$$y_c = s_2 \sin\theta_{12} \quad (4.26)$$

Buradan, $s_2$ ve $\theta_{12}$ şu şekilde elde edilebilir.

$$s_2 = \sqrt{\left(x_c + \frac{l_1}{2}\right)^2 + y_c^2} \quad (4.27)$$

$$\theta_{12} = \text{atan2}(y_c, x_c + \frac{l_1}{2}) \quad (4.28)$$

Benzer çözüm manipülatörün sağ dalı içinde yapılırsa, $s_3$ ve $\theta_{13}$ şu şekilde bulunur.

$$s_3 = \sqrt{\left(x_c - \frac{l_1}{2}\right)^2 + y_c^2} \quad (4.29)$$

$$\theta_{13} = \text{atan2}(y_c, x_c - \frac{l_1}{2}) \quad (4.30)$$

RPRPR manipülatöründe $s_2$ ve $s_3$ sadece pozitif değerler alabileceği için sadece bir çalışma modu bulunmaktadır.

## 5. HIZ VE TEKİLLİK ANALİZİ

Hız analizinde uç-efektörü hızı ile ($\begin{bmatrix}\dot{x}_c & \dot{y}_c\end{bmatrix}^T$) aktif mafsal hızları arasındaki bağıntı bulunmaktadır.

Tekil konfigürasyonlar paralel robotların uç-efektörünün kontrol edilemez serbestlik kazandığı belirli pozisyonlardır. Bu çalışmadaki manipülatörlerin çalışma kısıtlamalarını ve çalışma modu sınırlarını elde etmek için Gosselin ve Angeles'in tanımladığı Tip 1 ve Tip 2 tekillikleri dikkate alınmıştır [15]. Tip 1 tekillikleri Jakobi matrisinin determinantının sıfır olduğu durumlarda oluşur ve bu tekilliklerde manipülatörün çalışma alanı sınırlarına ulaşılır. Tip 2 tekillikleri ise Jakobi matrisinin determinantının tanımsız olduğu durumlarda oluşur ve bu tekilliklerde manipülatör aktif mafsallar tarafından sürülemez.

• RRRRR manipülatörü için, ilk olarak denklem (4.1) ve (4.2)'nin türevleri alınırsa şu denklemler elde edilir.

$$\dot{x}_c = -l_2 \sin\theta_{12}\dot{\theta}_{12} - l_4 \sin\theta_{14}\dot{\theta}_{14} \quad (5.1)$$

$$\dot{y}_c = l_2 \cos\theta_{12}\dot{\theta}_{12} + l_4 \cos\theta_{14}\dot{\theta}_{14} \quad (5.2)$$

Sonra, denklem (3.1) ve (3.2)'nin türevleri alınıp $\dot{\theta}_{14}$ ve $\dot{\theta}_{15}$ için çözüm yapılırsa $\dot{\theta}_{14}$ için şu denklem bulunur.

$$\dot{\theta}_{14} = \frac{l_2 \sin(\theta_{12} - \theta_{15})}{l_4 \sin(\theta_{15} - \theta_{14})}\dot{\theta}_{12} + \frac{l_3 \sin(\theta_{15} - \theta_{13})}{l_4 \sin(\theta_{15} - \theta_{14})}\dot{\theta}_{13} \quad (5.3)$$

Denklem (5.3), denklem (5.1) ve (5.2)'de kullanılırsa şu bağıntı elde edilir.

$$\begin{bmatrix}\dot{x}_c \\ \dot{y}_c\end{bmatrix} = \bar{J}\begin{bmatrix}\dot{\theta}_{12} \\ \dot{\theta}_{13}\end{bmatrix} \quad (5.4)$$

Bu denklemde manipülatörün Jakobi matrisi, ( $\bar{J}$ ) şu şekilde bulunmuştur.

$$\bar{J}=\begin{bmatrix} \dfrac{-l_2\sin\theta_{15}\sin(\theta_{12}-\theta_{14})}{\sin(\theta_{15}-\theta_{14})} & \dfrac{l_3\sin\theta_{14}\sin(\theta_{13}-\theta_{15})}{\sin(\theta_{15}-\theta_{14})} \\ \dfrac{l_2\cos\theta_{15}\sin(\theta_{12}-\theta_{14})}{\sin(\theta_{15}-\theta_{14})} & \dfrac{-l_3\cos\theta_{14}\sin(\theta_{13}-\theta_{15})}{\sin(\theta_{15}-\theta_{14})} \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

Tekillikleri tespit etmek için denklem (5.5)'in determinantı alınırsa şu elde edilir.

$$\det\left(\bar{J}\right)=\frac{l_2 l_3\sin(\theta_{12}-\theta_{14})\sin(\theta_{13}-\theta_{15})}{\sin(\theta_{15}-\theta_{14})} \quad (5.6)$$

Tip 1 tekilliğinde $\sin(\theta_{12}-\theta_{14})=0$ veya $\sin(\theta_{13}-\theta_{15})=0$ olmasını gerektirir. $\sin(\theta_{12}-\theta_{14})=0$ olması için $\theta_{14}=\theta_{12}$ yada $\theta_{14}=\theta_{12}\pm\pi$ olması gerekir. $\sin(\theta_{13}-\theta_{15})=0$ olabilmesi için ise $\theta_{15}=\theta_{13}$ veya $\theta_{15}=\theta_{13}\pm\pi$ olması gerekir. Tip 2 tekilliğinde $\sin(\theta_{15}-\theta_{14})=0$ olması gerekir. Bunun için $\theta_{15}=\theta_{14}$ veya $\theta_{15}=\theta_{14}\pm\pi$ olması gerekir.

• PRRRP manipülatörü için benzer bir yol izlenerek şu ifade bulunabilir.

$$\begin{bmatrix}\dot{x}_c\\ \dot{y}_c\end{bmatrix}=\bar{J}\begin{bmatrix}\dot{s}_2\\ \dot{s}_3\end{bmatrix} \quad (5.7)$$

Burada, Jakobi matrisi şöyledir.

$$\bar{J}=\begin{bmatrix} \dfrac{\sin\theta_{15}\cos(\theta_{14}+\alpha)}{\sin(\theta_{14}-\theta_{15})} & \dfrac{\sin\theta_{14}\cos(\theta_{15}-\alpha)}{\sin(\theta_{14}-\theta_{15})} \\ \dfrac{-\cos\theta_{15}\cos(\theta_{14}+\alpha)}{\sin(\theta_{14}-\theta_{15})} & \dfrac{-\cos\theta_{14}\cos(\theta_{15}-\alpha)}{\sin(\theta_{14}-\theta_{15})} \end{bmatrix} \quad (5.8)$$

Denklem (5.8)'in determinantı alınırsa,

$$\det\left(\bar{J}\right)=\frac{\cos(\theta_{14}+\alpha)\cos(\theta_{15}-\alpha)}{\sin(\theta_{14}-\theta_{15})}. \quad (5.9)$$

Tip 1 tekilliğinde $\cos(\theta_{14}+\alpha)$ veya $\cos(\theta_{15}-\alpha)$ olması gerekir. $\cos(\theta_{14}+\alpha)$ olması için $\theta_{14}+\alpha=\pm\pi$ olması gerekir. $\cos(\theta_{15}-\alpha)$ olabilmesi için ise $\theta_{15}-\alpha=\pm\pi$ olması gerekir. Tip 2 tekilliğinde $\sin(\theta_{14}-\theta_{15})$ olması gerekir. Bunun için $\theta_{15}=\theta_{14}$ veya $\theta_{15}=\theta_{14}\pm\pi$ olması gerekir.

• RPRPR manipülatörü için benzer şekilde şu hız ifadesi bulunabilir.

$$\begin{bmatrix}\dot{x}_c\\ \dot{y}_c\end{bmatrix}=\bar{J}\begin{bmatrix}\dot{s}_2\\ \dot{s}_3\end{bmatrix} \quad (5.10)$$

Jakobi matrisi şu şekilde bulunmuştur.

$$\bar{J}=\begin{bmatrix} \dfrac{-\sin\theta_{13}}{\sin(\theta_{12}-\theta_{13})} & \dfrac{\sin\theta_{12}}{\sin(\theta_{12}-\theta_{13})} \\ \dfrac{\cos\theta_{13}}{\sin(\theta_{12}-\theta_{13})} & \dfrac{-\cos\theta_{12}}{\sin(\theta_{12}-\theta_{13})} \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

Denklem (5.11)'un determinantı alınırsa,

$$\det\left(\bar{J}\right)=\frac{-1}{\sin(\theta_{12}-\theta_{13})} \quad (5.12)$$

Bu manipülatörün Tip 1 tekilliği yoktur. Tip 2 tekilliğinde $\sin(\theta_{12}-\theta_{13})$ olması gerekir. Bunun için $\theta_{13}=\theta_{12}$ veya $\theta_{13}=\theta_{12}\pm\pi$ olması gerekir.

## 6. HASSASİYET ANALİZİ

Hassasiyet analizi paralel manipülatörlerin becerikliliğini karşılaştırmak için kullanılan yaygın bir yöntemdir. İyileştirme indeksi manipülatörün becerikliliğini elde etmek için genellikle tercih edilen bir metottur. Bu çalışmada sunulan diğer hassasiyet analizi yöntemi ise maksimum konumsal hatadır.

### 6.1. İyileştirme indeksi

Durum numarası, K şu şekilde tanımlanmıştır [16].

$$\mathrm{K}=\left\|\bar{J}\right\|\left\|\bar{J}^{-1}\right\| \quad (6.1)$$

Burada, $\|.\|$ matris normunu belirtmektedir.

$$\left\|\bar{J}\right\|=\sqrt{tr\left(\bar{J}\bar{W}\bar{J}^{T}\right)} \text{ ve } \bar{W}=\frac{1}{n}\bar{I} \quad (6.2)$$

Bu denklemde, 2x2 bir $\bar{J}$ matrisi için *n*=2'dir. Bu çalışmada Jakobi matrisi, $\bar{J}$'yi şu şekilde tanımlarsak,

$$\bar{J}=\begin{bmatrix}J_{11} & J_{12}\\ J_{21} & J_{22}\end{bmatrix} \quad (6.3)$$

$$\left\|\bar{J}\right\|=\sqrt{\frac{1}{2}\left(J_{11}^2+J_{12}^2+J_{21}^2+J_{22}^2\right)} \quad (6.4)$$

olarak elde edilir. Durum numarasının değerleri bir ve sonsuz arasında olacaktır [1]. Bu yüzden lokal iyileştirme indeksi, *Lİİ* şöyle tanımlanır.

$$Lİİ=\frac{1}{\mathrm{K}} \quad (6.5)$$

Lokal iyileştirme indeksi sıfır ile bir arasında olacaktır. Eğer değer sıfıra yakınsa robotun hassasiyeti kötü bire yakınsa robotun hassasiyeti iyidir. Manipülatörün her bir pozisyonu için lokal iyileştirme indeksi farklı

değerler alabilir. Daha sonra, global iyileştirme indeksi, *Gİİ* şu şekilde tanımlanmıştır.

$$Gİİ = \frac{\int_W \frac{1}{\mathrm{K}}\, dW}{\int_W dW} \tag{6.6}$$

Bu çalışmada, *W* kinematik tekilliklerin sınırlandırdığı çalışma alanını ifade etmektedir. Global iyileştirme indeksi bire ne kadar yakınsa manipülatörün hassasiyeti o kadar iyi olacaktır.

• RRRRR manipülatörü için denklem (5.5), denklem (6.4) ile kullanılarak şu elde edilir.

$$\left\| \bar{J} \right\| = \sqrt{\frac{l_2^2 \sin^2(\theta_{12}-\theta_{14}) + l_3^2 \sin^2(\theta_{13}-\theta_{15})}{2\sin^2(\theta_{15}-\theta_{14})}} \tag{6.7}$$

Benzer şekilde Jakobi matrisinin tersi alınarak şu denkleme ulaşılabilir.

$$\left\| \bar{J}^{-1} \right\| = \sqrt{\frac{\frac{1}{l_3^2}\sin^2(\theta_{12}-\theta_{14}) + \frac{1}{l_2^2}\sin^2(\theta_{13}-\theta_{15})}{2\sin^2(\theta_{12}-\theta_{14})\sin^2(\theta_{13}-\theta_{15})}} \tag{6.8}$$

• PRRRP manipülatörü için ise denklem (5.8), denklem (6.4) ile kullanılırsa şu elde edilir.

$$\left\| \bar{J} \right\| = \sqrt{\frac{\cos^2(\theta_{14}+\alpha) + \cos^2(\theta_{15}-\alpha)}{2\sin^2(\theta_{14}-\theta_{15})}} \tag{6.9}$$

Jakobi matrisinin tersi kullanılarak,

$$\left\| \bar{J}^{-1} \right\| = \sqrt{\frac{\cos^2(\theta_{14}+\alpha) + \cos^2(\theta_{15}-\alpha)}{2\cos^2(\theta_{14}+\alpha)\cos^2(\theta_{15}-\alpha)}} \tag{6.10}$$

• RPRPR manipülatörü için denklem (5.11), denklem (6.4) ile kullanılırsa şu elde edilir.

$$\left\| \bar{J} \right\| = \frac{1}{\left|\sin(\theta_{12}-\theta_{13})\right|} \tag{6.11}$$

Yine Jakobi matrisinin tersi alınarak şuna ulaşılabilir.

$$\left\| \bar{J}^{-1} \right\| = 1 \tag{6.12}$$

Her bir manipülatör için $\left\| \bar{J} \right\|$ ve $\left\| \bar{J}^{-1} \right\|$ bulunduktan sonra sırasıyla denklem (6.1), (6.5) ve (6.6) kullanılarak lokal ve global iyileştirme indeksleri hesaplanabilir.

### 6.2. Maksimum Konumsal Hata

Bu çalışmadaki manipülatörlerin uç-efektörünün konfigürasyonu sadece konum olarak ($x_C$ ve $y_C$) belirlendiği için maksimum konumsal hatanın *x* ve *y* bileşeni ($\Delta x_c$ ve $\Delta y_c$) eğer hatalar yeterince küçükse şu şekilde tanımlanabilir.

$$\begin{bmatrix} \Delta x_c \\ \Delta y_c \end{bmatrix} = \bar{J} \begin{bmatrix} \Delta\theta_{12} \\ \Delta\theta_{13} \end{bmatrix} \tag{6.13}$$

Burada, $\Delta\theta_{12}$ ve $\Delta\theta_{13}$ aktif mafsalların yani eyleyicilerin çözünürlüğüdür. Uç-efektörünün konumsal hatasına en büyük katkıyı eyleyicilerdeki sensörlerin çözünürlüğünün yaptığı Merlet tarafından belirtilmiştir [17]. Bu nedenle, diğer kaynaklardan gelebilecek hatalar (mafsal boşlukları, uzuv ve mafsal esneklikleri, vb.) ihmal edilmiştir.

Jakobi matrisi denklem (6.3)'teki gibi kullanılırsa denklem (6.13) şu şekilde yazılabilir.

$$\begin{aligned} \Delta x_c &= J_{11}\Delta\theta_{12} + J_{12}\Delta\theta_{13} \\ \Delta y_c &= J_{21}\Delta\theta_{12} + J_{22}\Delta\theta_{13} \end{aligned} \tag{6.14}$$

Buradan, maksimum konumsal hata, *MKH* şöyle tanımlanabilir.

$$MKH = \max\left(\sqrt{\Delta x_c^2 + \Delta y_c^2}\right) \tag{6.15}$$

Eyleyici çözünürlüklerinin mutlak değeri eşit kabul edilirse $\Delta\theta_{12} = \pm\Delta\theta$ ve $\Delta\theta_{13} = \pm\Delta\theta$ olacaktır. Bu nedenle, denklem (6.14) ve (6.15) kullanılarak maksimum konumsal hata için şu ifade elde edilebilir.

$$MKH = \left|\Delta\theta\right| \sqrt{\begin{matrix} J_{11}^2 + J_{12}^2 + J_{21}^2 + J_{22}^2 \\ +2\left|J_{11}J_{12} + J_{21}J_{22}\right| \end{matrix}} \tag{6.16}$$

• RRRRR manipülatörü için denklem (5.5), denklem (6.16) ile kullanılırsa manipülatörün maksimum konumsal hatası şöyle edilir.

$$MKH = \frac{\Delta\theta}{\left|\sin(\theta_{14}-\theta_{15})\right|}\sqrt{I+J} \tag{6.17}$$

Burada, *I* ve *J* şu şekildedir.

$$I = l_2^2 \sin^2(\theta_{12}-\theta_{14}) + l_3^2 \sin^2(\theta_{13}-\theta_{15}) \tag{6.18}$$

$$J = 2l_2 l_3 \left|\cos(\theta_{14}-\theta_{15})\sin(\theta_{12}-\theta_{14})\sin(\theta_{13}-\theta_{15})\right| \tag{6.19}$$

• PRRRP manipülatörün maksimum konumsal hatası benzer şekilde denklem (5.8), denklem (6.16) ile kullanılırsa şöyle edilir.

$$MKH = \frac{\Delta s}{\left|\sin(\theta_{14}-\theta_{15})\right|}\sqrt{I+J} \tag{6.20}$$

Burada,

$$I = \cos^2(\theta_{14}+\alpha) + \cos^2(\theta_{15}-\alpha) \tag{6.21}$$

$$J = 2\left|\cos(\theta_{14}-\theta_{15})\cos(\theta_{14}+\alpha)\cos(\theta_{15}-\alpha)\right| \tag{6.22}$$

• RPRPR manipülatörü için denklem (5.11), denklem (6.16) ile kullanılırsa maksimum konumsak hata şöyle bulunur.

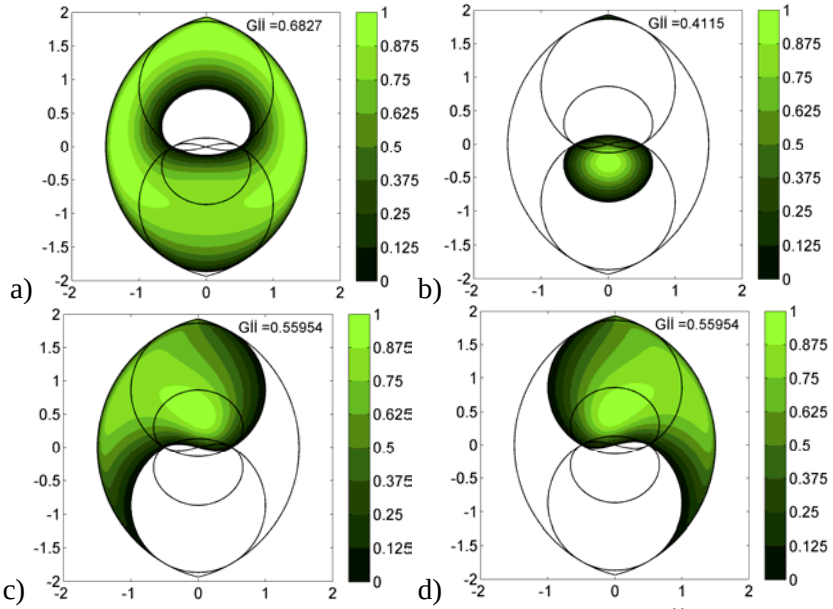
$$MKH = \frac{\Delta s}{\left|\sin\left(\theta_{12}-\theta_{13}\right)\right|}\sqrt{2+2\left|\cos\left(\theta_{12}-\theta_{13}\right)\right|} \quad (6.23)$$

## 7. SAYISAL ÖRNEKLER

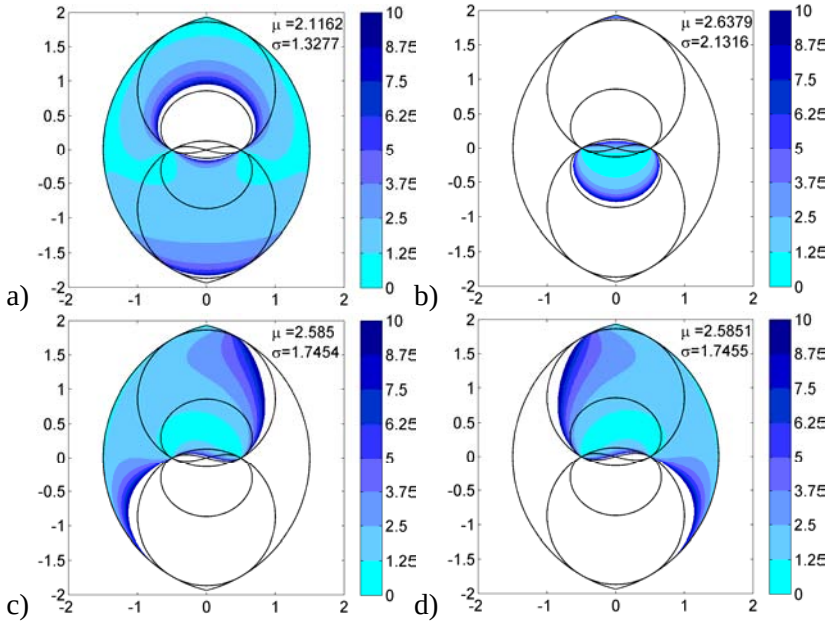
Bu çalışmadaki manipülatörler için elde edilen denklemler kullanılarak Matlab© ortamında uygulaması yapılmıştır. Matlab© ortamında manipülatörün çalışma uzayı taranarak manipülatörlerin lokal iyileştirme indeksi ve maksimum konumsal hatası elde edilip şekiller olarak sunulmuştur.

Manipülatörler arasında göreceli karşılaştırma yapabilmek için uzunluk parametreleri aynı çalışma uzayını sağlayacak şekilde ayarlamıştır.

RRRRR manipülatörü ile diğer iki manipülatörün çalışma uzayını tamamen aynı yapmak pek mümkün değildir. Fakat manipülatörün pozitif *y* ekseni kısmında kalan çalışma uzayı diğer iki manipülatörle aynı olacak biçimde ayarlanabilir. Bunu sağlamak için çubuk uzunlukları $l_1$=1, $l_2$=1, $l_3$=1, $l_4$=1, $l_5$=1 birim seçilmiş ve lokal iyileştirme indeksinin (*Lİİ*) çalışma uzayındaki değişimi Şekil 7'de gösterilmiştir.



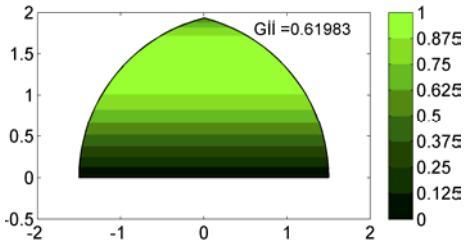

Şekil 7. RRRRR manipülatöründe a) "+-" b) "-+" c) "++" d) "--" konfigürasyonu için *Lİİ*'nin çalışma uzayındaki değişimi



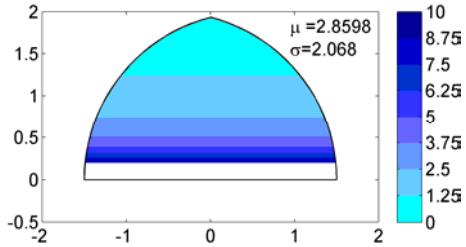

Şekil 8. RRRRR manipülatöründe a) "+-" b) "-+" c) "++" d) "--" konfig. için *MKH*'nın çalışma uzayındaki değişimi

Şekil 7'de beklenildiği üzere değişik çalışma modlarında farklı çalışma uzayları ve farklı *Lİİ* dağılımları elde edilmiştir. Ayrıca her çalışma modundaki global iyileştirme indeksi (*Gİİ*) değerleri de gösterilmiştir. Fakat burada *Gİİ* tüm çalışma uzayı göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Diğer iki manipülatörle karşılaştırma yapabilmek için sadece pozitif *y* ekseni kısmında kalan çalışma uzayındaki *Gİİ* hesaplanırsa *Gİİ* "+-" çalışma modu için 0.6716, "++" çalışma modu için 0.61054 ve "--" çalışma modu için 0.61054 bulunur. Aynı RRRRR manipülatörü ve $\Delta\theta = 1$ birim için maksimum konumsal hatanın (*MKH*) çalışma uzayındaki değişimi Şekil 8'da gösterilmiştir *MKH* en küçük sıfır değerini alabilir ve Tip 2 tekillik noktalarında sonsuza ulaşır. *MKH* şekillerinde 10'dan büyük olan değerler şekillerin okunabilirliği için gösterilmemiştir. Ayrıca şekillerde *MKH*'nın çalışma uzayındaki ortalaması, μ ve standart sapması, σ da gösterilmiştir.

PRRRP manipülatöründe uzunluk parametreleri $0.5 \le s_2 \le 3.5$, $0.5 \le s_3 \le 3.5$, $l_4$=2, $l_5$=2 birim ve $\alpha = 0^o$ olduğunda lokal iyileştirme indeksinin (*Lİİ*) çalışma uzayındaki değişimi Şekil 9'da gösterilmiştir. Aynı uzunluk parametrelerine sahip PRRRP manipülatörünün $\Delta s = 1$ birim olduğunda maksimum konumsal hatasının (*MKH*) çalışma uzayındaki değişimi Şekil 10'da gösterilmiştir.



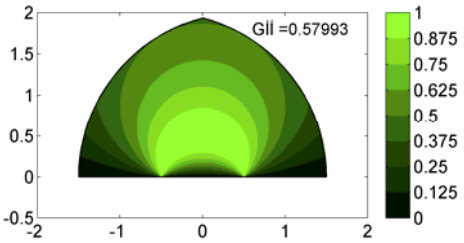

Şekil 9. PRRRP için *Lİİ*'nin değişimi



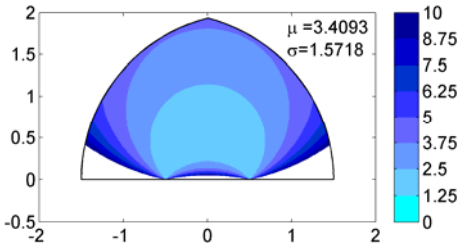

Şekil 10. PRRRP için *MKH*'nın değişimi

$\alpha = 0^o$ olduğunda manipülatörün kayar mafsalları yatay eksen üzerinde hareket ederler. Buna ek olarak, $l_4$=$l_5$ olduğunda Şekil 9 ve Şekil 10'de görüleceği üzere sabit bir *y* değerinde *Lİİ* ve *MKH* değerleri aynıdır. Bu nedenle sabit bir *y* değerinde manipülatörün hassasiyet karakteri değişmez. Fakat *y* ekseni boyunca farklı *Lİİ* ve *MKH* değerlerine ulaşılabilir.

RPRPR manipülatöründe uzunluk parametreleri $l_1$=1, $0 \le s_2 \le 2$, $0 \le s_3 \le 2$ olduğunda lokal iyileştirme indeksinin çalışma uzayındaki değişimi Şekil 11'de gösterilmiştir. Aynı uzunluk parametrelerine sahip manipülatörün $\Delta s = 1$ birim olduğunda maksimum konumsal hatasının değişimi Şekil 12'de gösterilmiştir.




Şekil 11. RPRPR için *Lİİ*'nin değişimi




Şekil 12. RPRPR için *MKH*'nın değişimi

Bu çalışmadaki manipülatörler arasında sağlıklı bir karşılaştırma yapabilmek için daha ayrıntılı bir çalışma yapıp optimum çözümleri değerlendirmek gerekir. Fakat yine de bazı yargılarda bulunulabilir. PRRRP manipülatörü RPRPR manipülatörüne göre hassasiyet performansı açısından her iki yönteme de bakılarak biraz daha başarılıdır. RRRRR manipülatörünü bu ikisiyle karşılaştırmak daha zordur. Çünkü maksimum konumsal hata yönteminde birim değer olarak alınmış olan $\Delta\theta$ ve $\Delta s$ aynı olmayacaktır.

Bu üç manipülatör için maksimum konumsal hatanın ve lokal iyileştirme indeksinin çalışma uzayındaki değişimi incelenirse bu iki yöntem arasında genel olarak paralellik olduğu görülecektir. Fakat belirli bölgelerde bu iki yöntemle elde edilen hassasiyet

performanslarının çeliştiği görülecektir. Bu sorundan Merlet de bazı çalışmalarında bahsetmiştir [18]. Ayrıca, maksimum konumsal hatanın fiziksel bir karşılığı olduğu için hassasiyet performansını ölçmekte maksimum konumsal hata yönteminin daha gerçekçi olduğu söylenebilir.

## 8. SONUÇLAR

Bu çalışmada, seçilmiş olan üç değişik düzlemsel paralel manipülatörün hassasiyet analizleri sunulmuştur. Bunun için, sırasıyla, bu manipülatörlerin ileri ve ters kinematik analizleri, hız analizleri ve tekillik analizleri yapılmıştır. Hassasiyet analizinde ilk yöntem olarak iyileştirme indeksinden ikinci yöntem olarak ise maksimum konumsal hatadan faydalanılmıştır. Bu analizlerin Matlab© ortamında uygulaması yapılarak bazı sayısal örnekler sunulmuştur.

## TEŞEKKÜR

İlk yazar bu çalışma sırasında maddi destek sağlayan TÜBİTAK'a teşekkür eder.

## KAYNAKLAR

1. Merlet J-P., Parallel robots, 2. baskı, Springer, Dordrecht, 2006.
2. Alıcı G., "An inverse position analysis of five-bar planar parallel manipulators", Robotica, 20, s.195-201, 2002.
3. Cervantes-Sanchez J.J., Rendon-Sanchez J.G., "A simplified approach for obtaining the workspace of a class of 2-dof planar parallel manipulators", Mechanism and Machine Theory, 34, s.1057–1073, 1999.
4. Cervantes-Sanchez J.J., Hernandez-Rodriguez J.C., Rendon-Sanchez J.G., "On the workspace, assembly configurations and singularity curves of the RRRRR-type planar manipulator", Mechanism and Machine Theory, 35, s.1117–1139, 2000.
5. Liu X-J., Wang J., Pritschow G., "Kinematics, singularity and workspace of planar 5R symmetrical parallel mechanisms", Mechanism and Machine Theory, 41, s.145-169, 2006.
6. Figielski A., Bonev I. A., Bigras P., "Towards development of a 2-DOF planar parallel robot with optimal workspace use", Proc. IEEE Int. Conf. Syst., Montreal, 7–10 Ekim 2007, s. 1562–1566.
7. Macho E., Altuzarra O., Pinto C., Hernandez A., "Workspaces associated to assembly modes of the 5R planar parallel manipulator", Robotica, 26, s.395-403, 2008.
8. Liu X-J., Wang J., Zheng H-J., "Optimum design of the 5R symmetrical parallel manipulator with a surrounded and good-condition workspace", Robotics and Autonomous Systems, 54, s.221-233, 2005.
9. Liu X-J., Wang J., Pritschow G., "On the optimal kinematic design of the PRRRP 2-DOF parallel mechanism", Mechanism and Machine Theory, 41, s.1111-1130, 2005.
10. Liu X-J., Guan L., Wang J., "Kinematics and closed optimal design of a kind of PRRRP parallel manipulator", Journal of Mechanical Design, 129(5), s.558-563, 2006.
11. Szep, C., Stan, S., Csibi, V., Manic, M., Balan, R., "Kinematics, workspace, design and accuracy analysis of RPRPR medical parallel robot", 2nd Conference on Human System Interactions, Catania, 21-23 Mayıs 2009, s.75-80.
12. Merlet. J-P., Daney D., "Dimensional synthesis of parallel robots with a guaranteed given accuracy over a specific workspace", Proc. IEEE Int. Con. on Robotics and Automation, Barcelona, Nisan 2005, s.942-947.
13. Briot S., Bonev I. A., "Accuracy analysis of 3-DOF planar parallel robots", Mechanism and Machine Theory, 43, s.445-458, 2007.
14. Yu A., Bonev I.A., Zsombor-Murray P., "Geometric approach to the accuracy analysis of a class of 3-DOF planar parallel robots", Mechanism and Machine Theory, 43, s.364-375, 2007.
15. Gosselin C. Angeles J., "Singularity analysis of closed loop kinematic chains", IEEE Journal Of Robotics And Automation, 6(3), s.281-290, 1990.
16. Gosselin C., Angeles J., "A global performance index for the kinematic optimization of robotic manipulators", Transactions of ASME, 113, s.220-226, 1991.
17. Merlet J.-P., "Computing the worst case accuracy of a PKM over a workspace or a trajectory", The 5th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar, Chemnitz, 2006, s.83-96.
18. Merlet J.-P., "Jacobian, manipulability, condition number, and accuracy of parallel robots", Journal of Mechanical Design, 128, s.199–205, 2006.

# BULANIK MANTIK YÖNTEMİNİN PID DENETLEYİCİ PERFORMANSINA ETKİSİ

[1]Mustafa ARDA, [2]Aydın GÜLLÜ, [3]Hilmi KUŞÇU
[1,3]Trakya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Edirne
[2]Trakya Üniversitesi, İpsala MYO, Elektronik ve Otomasyon Bölümü, Edirne

[1]mustafaarda@trakya.edu.tr , [2]aydingullu@trakya.edu.tr , [3]hilmi@trakya.edu.tr

## ÖZET

PID Denetleyici, kontrol algoritmalarında en çok kullanılan denetleyici türüdür. Pek çok endüstriyel uygulama alanında yeterli denetim sağlar. Bununla birlikte, doğrusal olmayan sistemlerin kontrolünde başarılı sonuçlar vermemektedir. Bulanık mantık yöntemi, değişken koşullara çabuk ve kolay uyum sağlayabilme özelliğinden ötürü son zamanlarda kontrol algoritmalarında kullanılmaya başlanmıştır. Bu tür sistemlerde, PID Denetleyicinin optimizasyonunu Bulanık Mantık yöntemiyle yapmak faydalı olmaktadır.
Bu çalışmada, gömülü sistem(ATMEGA328 Entegresi) üzerinden kontrol edilen bir DC Servo Motorun gerilimi, Bulanık Mantık yönetimli PID denetleyici ile Ziegler ve Nichols'ün önerdiği optimizasyon parametrelerinin uygulandığı klasik PID denetleyiciye olan etkisinin belirlenmesi amaçlanmıştır. DC servo motorun gerilim kontrolü, önce sadece PID denetleyici ile daha sonra ise bulanık mantık yöntemindeki PID denetleyici ile yapılmıştır. Her iki durum için PID denetleyicinin performans verileri çıkarılarak bulanık mantık yönteminin PID denetleyici performansına etkisi gözlemlenmiştir. DC servo motor MATLAB/Simulink programı üzerinden gerçek zamanlı kontrol edilmiş ve kontrol algoritması bu program üzerinde oluşturulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** PID Denetleyici, Bulanık Mantık, MATLAB/Simulink

## THE EFFECT OF FUZZY LOGIC IN PID CONTROLLER PERFORMANCE

## ABSTRACT

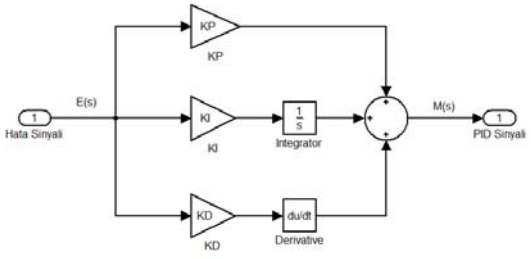
PID Controller is used widely in control algorithms. It has a good performance at most of industrial application. On the other hand, PID Controller couldn't achieve good performance at the control of non-linear systems. Fuzzy Logic has been used recently in control algorithms with ability to adapt changing conditions quickly and easily. In such systems, optimization of the PID Controller by using Fuzzy Logic provide a better solution.
In this study, a dc servo motor voltage is controlled on embedded system (ATMEGA328). Firstly, just the PID Controller, which optimized with the Ziegler and Nichols optimization rules, control the DC Servo Motor voltage and then secondly Fuzzy Logic supervised PID Controller control the DC Servo Motor voltage. Controller performances of both situations are obtained and effect of with/without Fuzzy Logic method as seen from the figures. Control algorithm of the system is generated and servo motor is controlled at Real Time in MATLAB/Simulink.

**Keywords:** PID Controller, Fuzzy Logic, MATLAB/Simulink

### 1. Giriş

PID Denetleyici en basit denetleyici olarak bilinir ve pek çok endüstriyel uygulama alanında yeterli ve uygun denetim sağlar. Bir PID Denetleyicinin blok diyagramı Şekil 1'de görülmektedir. Transfer fonksiyonu ise Eşitlik (1)'de ifade edildiği şekildedir.[1]

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_P\left(1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s\right) = K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s \quad (1)$$




Şekil 1 PID Denetleyici Blok Diyagramı

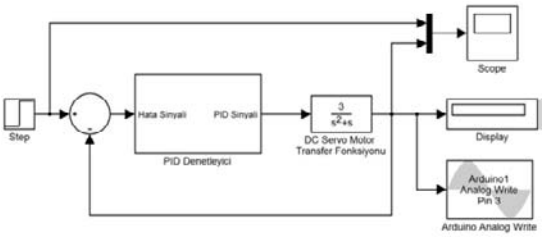
PID Denetleyici, basit ve kullanışlı olmasının yanında zayıf yönlere de sahiptir. Özellikle doğrusal olmayan kararsız sistemlerde başarılı sonuçlar verememektedir. Bu tür sistemlerde kontrol, gelişkin denetim algoritmaları ile gerçekleştirilmektedir. Bulanık mantık yöntemi de gelişmiş denetim algoritmalarından biridir.

Bulanık mantık, klasik mantıkta kesin olan doğru ve yanlış iki önermenin arasında belirsizlik adı verilen üçüncü bir önerme ortaya koymuştur. Bulanık mantık işlemleri, bir problemin analizi ve tanımlanması, değişken kümelerin ve mantık ilişkilerinin geliştirilmesinden bulunan bilgilerin bulanık kümelere dönüştürülmesi ve modelin yorumlanması işlemlerinden oluşmaktadır.[1]

## 2. Sistemin Modellenmesi

Bu çalışmada modellenecek olan sistem bir DC Servo Motor'un gerilim kontrolüdür. Sistemin blok diyagramı MATLAB/Simulink programı üzerinde oluşturulmuştur.

Sistemin blok diyagramı Şekil 2'de görülmektedir.




Şekil 2 Sistemin Blok Diyagramı

Burada amaçlanan, step sinyali uygulandığında sistemin ayar değerine oturma performansını incelemektir.

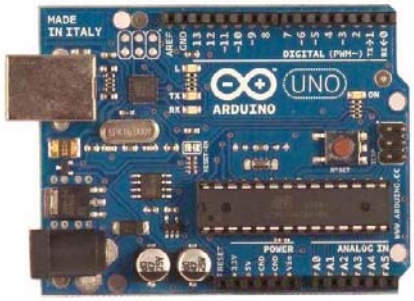
DC Servo Motor'un transfer fonksiyonu genel olarak Eşitlik (2)'deki gibi ifade edilir.[2]

$$\frac{M(s)}{E(s)} = \frac{K_m}{s(T_m s+1)} \qquad (2)$$

Mevcut durum için $T_m$=1 ve $K_m$=3 alınmıştır. Böylece DC Servo Motor'un transfer fonksiyonu Eşitlik (3)'deki gibi bulunmuştur.

$$\frac{M(s)}{E(s)} = \frac{3}{s^2+s} \qquad (3)$$

Simulink ile DC Servo Motor'un haberleşmesi ise ATMEGA328 entegresine sahip Ardunio UNO kartı üzerinden sağlanmıştır. USB veya Seri Port üzerinden haberleşen bu kartlar yardımı ile bilgisayara veriler depolanabilmekte veya bilgisayardan sinyal göndererek deney düzeneğinin kontrolü sağlanabilmektedir. Şekil 3'de Ardunio UNO elektronik kartı görülmektedir.




Şekil 3 Ardunio UNO Elektronik Kartı

## 3. Sistemin Ziegler-Nichols PID Performansı

Karşılaştırma yapabilmek için sistem öncelikle klasik PID denetleyici ile kontrol edilmiştir. Denetleyicinin PID katsayıları Ziegler ve Nichols'un titreşim yöntemine göre Tablo 1'deki şekliyle hesaplanmştır.[1]

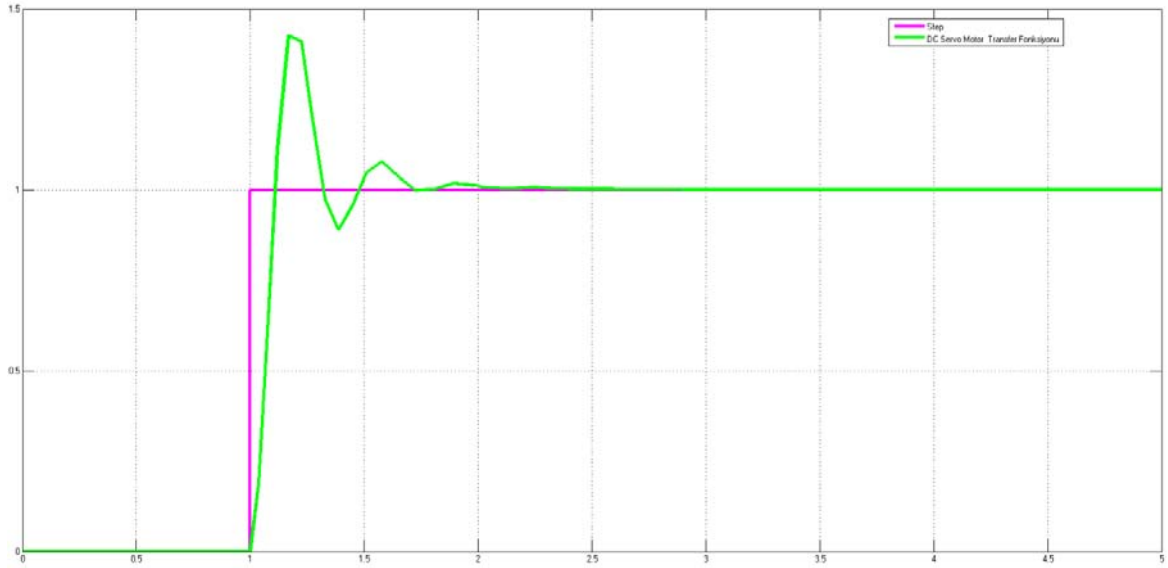
Tablo 1 Ziegler ve Nichols'e Göre PID Optimizasyon Parametreleri

| PID Katsayıları | |
|---|---|
| $K_P$ | $0{,}6*K_{P,max}$ |
| $K_I$ | $K_P/(0{,}5*P_u)$ |
| $K_D$ | $0{,}125*K_P*P_u$ |

Simülasyon 5 saniye için gerçekleştirilmiş olup sonuçları grafik halinde Şekil 4'de görülmektedir.

Grafikte yatay eksen saniye cinsinden simülasyon zamanını, düşey eksen ise sisteme uygulanan birim basamak sinyalini Volt cinsinden göstermektedir.

Kontrol sinyalinde ileri aşma ve geri aşma mevcut olup performans verileri Tablo 2'de belirtilmiştir. [7] [8] [9]




Şekil 4 Ziegler-Nichols'e Göre Optimize Edilen PID Denetleyici

Tablo 2 Klasik PID Denetleyici Performans Verileri

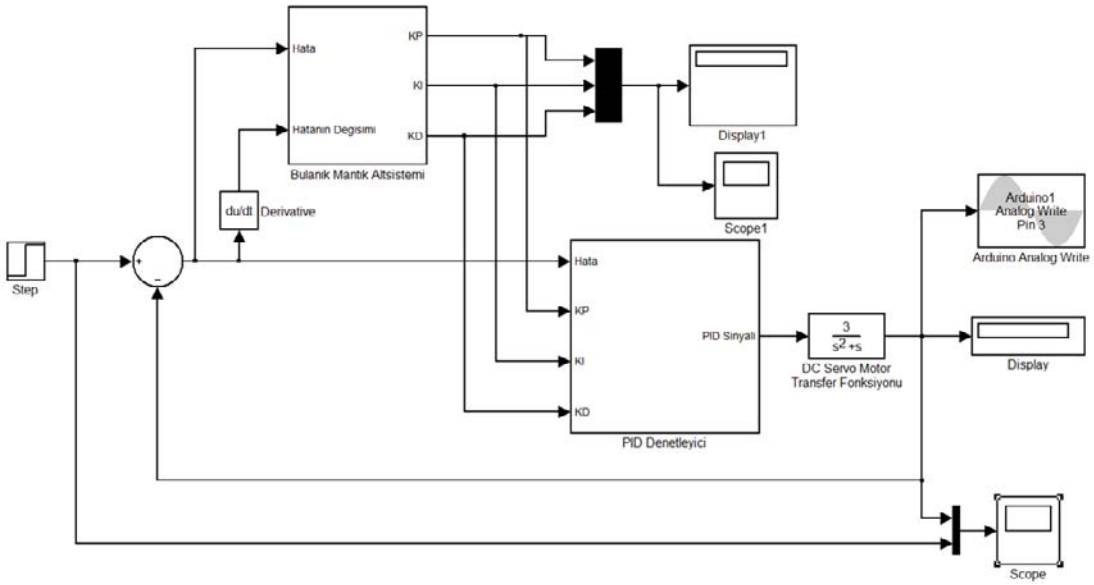
| Klasik PID Denetleyici | |
|---|---|
| İleri Aşma (%) | % 42,69 |
| Geri Aşma (%) | % 11,12 |
| Oturma Zamanı (s) | 2,5 s |
| Kalıcı Durum Hatası (%) | 0 |

## 4. Sistemin Bulanık Mantık Yönetimli PID Denetleyici Performansı

Bulanık mantık yöntemi PID denetleyicisinin katsayılarını belirlemek amaçlı kullanılmıştır. Sistemin blok diyagramı Şekil 5'de görüldüğü gibidir.

Bir Bulanık Mantık denetleyicisi genellikle bulanıklaştırma birimi, kurallar kümesi, çıkarım birimi ve berraklaştırma birimlerinden oluşur. Bulanıklaştırma ve berraklaştırma birimleri bulanık mantık ile fiziksel sistem arasında arabirim görevini yerine getirir.[1]

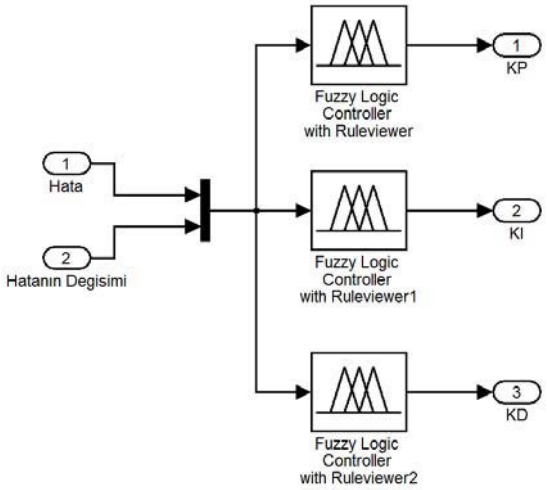
PID denetleyicisini yöneten Bulanık Mantık alt sisteminde hata ve hatanın değişimi girdi verileri; $K_P$, $K_I$ ve $K_D$ verileri ise çıktı verileri olmaktadır. Her bir katsayı için ayrı bir Bulanık Mantık bloğu kullanılmıştır.




Şekil 5 Bulanık Mantık Yönetimli PID Denetleyici Sistemi Blok Diyagramı

Bulanık Mantık alt sistem bloğunun yapısı Şekil 6'da görülmektedir.

Swaroop[2] ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, $K_P$, $K_I$ ve $K_D$ katsayılarını belirlemek için geliştirdikleri model ile belirsizliği üç durumda incelemişler ve hata ile hatanın değişimi için 9 kural oluşturmuşlardır. Dhanalakshmi[3] ve arkadaşları ise geliştirdikleri modelde belirsizliği 7 durumda incelemişler ve hata ile hatanın değişimi için 49 kural oluşturmuşlardır. Malhotra[5] ve arkadaşları da belirsizliği 7 duruma bölmüşler ancak farklı üyelik fonksiyonları kullanarak farklı performans değerleri elde etmişlerdir. Sudha[6] ve arkadaşları ise bir DC motorun gerilimini kontrol eden PID denetleyiciye bulanık mantığın etkisini incelemişlerdir.




Şekil 6 Bulanık Mantık Alt Sisteminin Yapısı

Bu çalışmada ise belirsizlik üç durum için incelenmiş; hata ve hatanın değişimi üç üyelik fonksiyonu şeklinde ifade edilmiştir. Üyelik fonksiyonlarının sınırları (-1,1) olarak kabul edilmiştir. Üyelik fonksiyonları grafik olarak Şekil 7'de görülmektedir.

$K_P$ katsayısının üyelik fonksiyonu Şekil 8'de ve kural tablosu Tablo 3'de görülmektedir.

Tablo 3 $K_P$ Kural Tablosu

| e / (de/dt) | Eksi | Sıfır | Artı |
|---|---|---|---|
| Eksi | OY | OA | O |
| Sıfır | O | OA | O |
| Artı | OA | OA | OY |

$K_I$ katsayısının üyelik fonksiyonu Şekil 9'da ve kural tablosu Tablo 4'de görülmektedir.

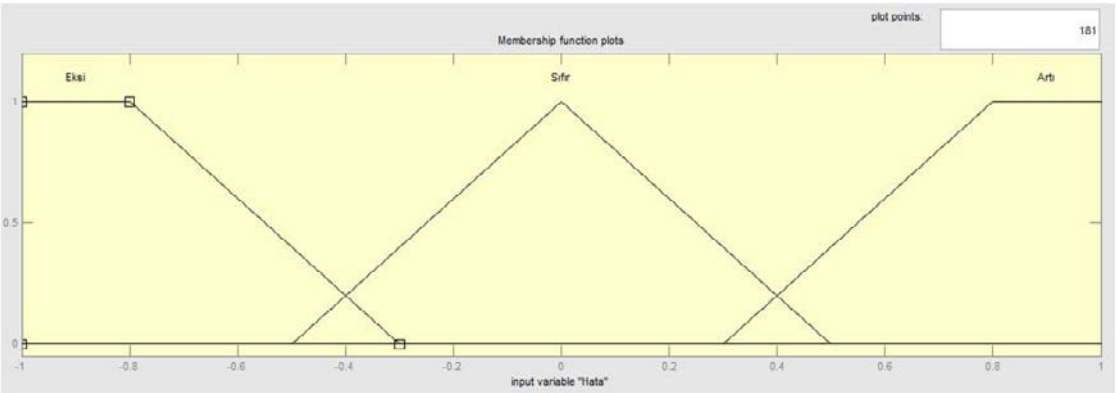
Tablo 4 $K_I$ Kural Tablosu

| e / (de/dt) | Eksi | Sıfır | Artı |
|---|---|---|---|
| Eksi | O | A | A |
| Sıfır | OA | A | OA |
| Artı | A | A | OA |

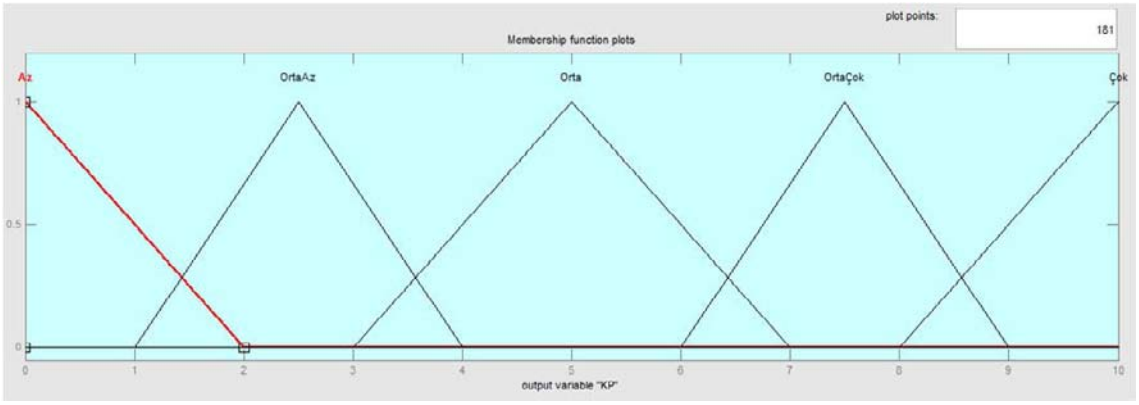
$K_D$ katsayısının üyelik fonksiyonu Şekil 10'da ve kural tablosu Tablo 5'de görülmektedir.

Tablo 5 $K_D$ Kural Tablosu

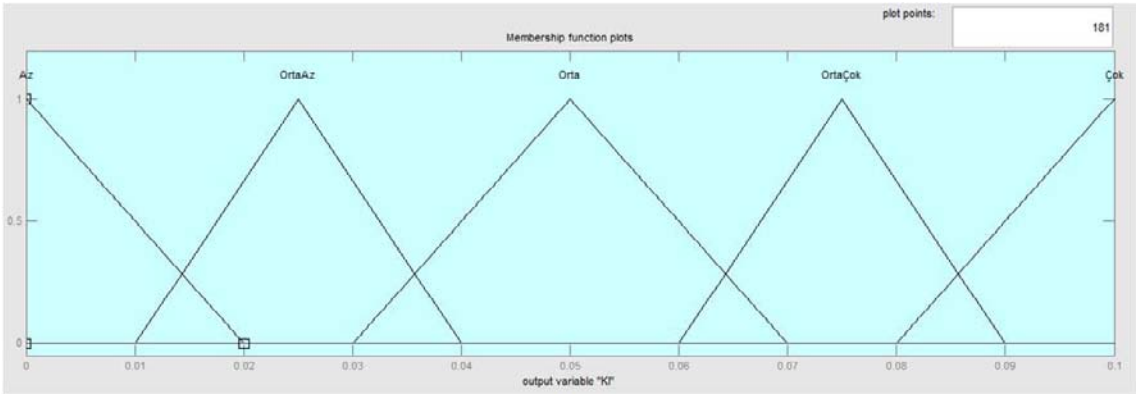
| e / (de/dt) | Eksi | Sıfır | Artı |
|---|---|---|---|
| Eksi | Ç | O | O |
| Sıfır | OÇ | O | OÇ |
| Artı | O | O | Ç |



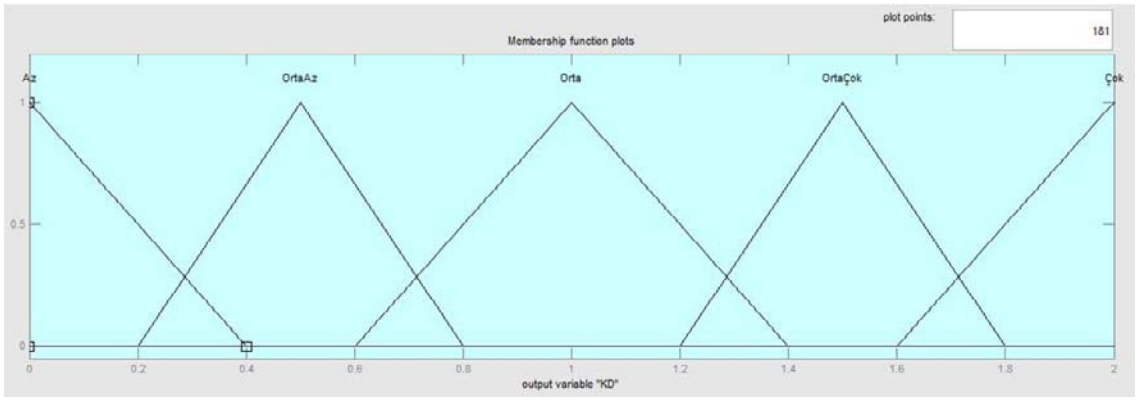

Şekil 7 Hata ve Hatanın Değişiminin Üyelik Fonksiyonları




Şekil 8 $K_P$ Üyelik Fonksiyonu



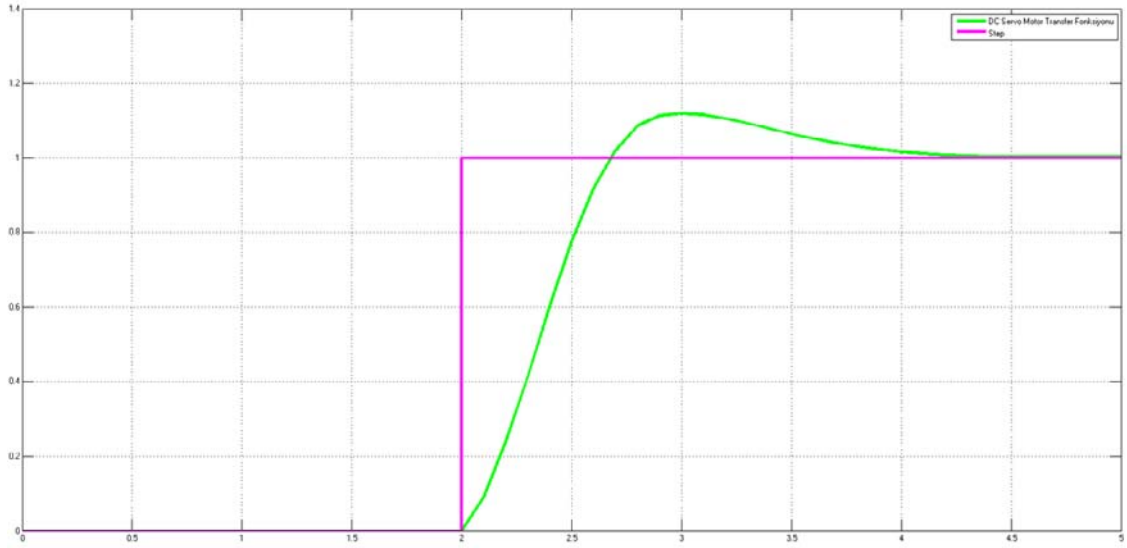

Şekil 9 $K_I$ Üyelik Fonksiyonları




Şekil 10 $K_D$ Üyelik Fonksiyonu

Simülasyon 5 saniye için gerçekleştirilmiş olup sonuçları grafik halinde Şekil 11'de görülmektedir.

Bulanık Mantık yönetimli PID Denetleyiciyi kontrol edilen sistemin performans verileri Tablo 6'de görülmektedir.




Şekil 11 Bulanık Mantık Yönetimli PID Denetleyici Performansı

Tablo 6 Bulanık Mantık Yönetimli PID Denetleyici ile Kontrol Edilen Sistemin Performans Verileri

| Bulanık Mantık Yönetimli PID Denetleyici | |
|---|---|
| İleri Aşma (%) | % 11,89 |
| Geri Aşma (%) | 0 |
| Oturma Zamanı(s) | 2,5 s |
| Kalıcı Durum Hatası (%) | % 0,3 |

## 5. Sonuçlar ve Tartışma

Gerçekleştirilen iki simülasyonun sonuçları Tablo 7 ile karşılaştırılmalı olarak görülmektedir. Bulanık mantık yönetimli PID denetleyici klasik PID denetleyiciye göre daha az ileri aşma değerine sahiptir ancak 0,003 gibi çok küçük de olsa kalıcı durum hatası meydana gelmiştir. Ayar değerine oturma zamanı iki yöntemde de 2,5 saniye olmuştur.

İki yöntemin karşılaştırılması sonucu olarak; bulanık mantık yönetimli PID denetleyici sistemin salınımını azaltmakta, ileri aşma durumunu oldukça düşürmekte ve geri aşmayı tamamen ortadan kaldırmaktadır. Kalıcı durum hatasına sahip olmakla birlikte, titreşim durumunun kesinlikle istenmediği sistemlerde tercih edilmesi gerekli ve yararlı olacaktır.

Bulanıklaştırma işlemi gerçekleştirilirken kullanılan üyelik fonksiyonlarının sayısının artırılması ile belirsizlik durumu daha detaylı işlenebilir ve bu durum denetleyici performansına olumlu yönde etki yapmaktadır.

Tablo 7 Klasik PID Denetleyici ile Bulanık Mantık Yönetimli PID Denetleyici Performans Verilerinin Karşılaştırılması

| | Ziegler-Nichols PID | Bulanık Mantık Yönetimli PID |
|---|---|---|
| İleri Aşma (%) | % 42,69 | % 11,89 |
| Geri Aşma (%) | % 11,12 | 0 |
| Oturma Zamanı(s) | 2,5 s | 2,5 s |
| Kalıcı Durum Hatası (%) | 0 | % 0,3 |

## 6. Semboller ve Kısaltmalar

| Kısaltma | Açıklama |
|---|---|
| $K_m$ | Motor Kazanç Sabiti |
| $T_m$ | Motor Zaman Sabiti |
| PID | Proportional-Integral-Derivative |
| $K_P$ | Oransal Etki Faktörü |
| $K_I$ | Integral Etki Faktörü |
| $K_D$ | Türevsel Etki Faktörü |
| e | Hata Sinyali |
| de/dt | Hata Sinyalinin Değişimi |
| A | Az Üyelik Fonksiyonu |
| OA | OrtaAz Üyelik Fonksiyonu |
| O | Orta Üyelik Fonksiyonu |
| OÇ | OrtaÇok Üyelik Fonksiyonu |
| Ç | Çok Üyelik Fonksiyonu |

## 7. Kaynaklar

1. Yüksel, İ, Otomatik Kontrol: Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri, Nobel Yayınevi, 7. Basım, İstanbul, 2011.

2. Işık, M.,F., Çoşkun, İ., Mikrodenetleyici Tabanlı Servo Sistem Denetimi, IV. Otomasyon Sempozyumu, Bildiriler Kitabı, Sayfa 99-102, 23-24-25 Mayıs 2007, Samsun.

3. Swaroop, R., George, B., Sadhu,P.,K., A Novel Design for Automatic Tuning of PID Controller using Fuzzy Logic, International Journal of Computational Intelligence Research, Cilt 6, Sayı 1, s. 89–96, 2010.

4. Dhanalakshmi,R., Palaniswami,S., Adaptive Gain Scheduling Fuzzy Logic PID Controller in Load Frequency Control of Wind Diesel Micro Hydro Isolated Hybrid Power System, International Review on Modelling and Simulations, Cilt 4, Sayı 6, s. 3327-3336, 2011.

5. Malhotra, R., Sodhi, R., Boiler Flow Control Using PID and Fuzzy Logic Controller, IJCSET, Cilt 1, Sayı 6, s. 315-319, 2011.

6. Sudha, G., Anita, R., Performance Based Comparison Between Various Z-N Tuninng PID And Fuzzy Logic PID Controller in Position Control System of Dc Motor, International Journal on Soft Computing (IJSC), Cilt 3, Sayı 3, s. 55-67, 2012.

7. Leeab, S., Shih, C., Optimal Single Input PID-Type Fuzzy Logic Controller, Journal of the Chinese Institute of Engineers, Cilt 35, Sayı 4, s. 413–420, 2012.

8. Dharamniwas, Ahmad, A., Redhu, V., Gupta, U., Liquid Level Control by Using Fuzzy Logic Controller, International Journal of Advances in Engineering & Technology, Cilt 4, Sayı 1, s. 537-549, 2012.

9. Ünsal, A., Kabul, A., Matlab Based Fluid Level Control Using PID and Fuzzy Logic Controllers, International Review on Modelling and Simulations, Cilt 4, Sayı 6, s. 3273-3278, 2011.

# ÇİFT KARARLI KONUMA SAHİP UYUMLU MEKANİK SİSTEMİN TASARIMI

Mustafa GÜL, Şükrü SU, İbrahim UZMAY

Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 38039,KAYSERİ
mustafagul@erciyes.edu.tr,su@erciyes.edu.tr, iuzmay@erciyes.edu.tr

## ÖZET

Bu bildiride günümüzde uygulamaları gittikçe artan uyumlu çift kararlı bir mekanizmanın tasarımı yapılmıştır. Çalışmada ele alınan mekanizma bazalarda kullanılan açma-kapama mekanizmasıdır. Öncelikle mekanizmanın izlemesi gereken yörüngeye göre uzuv boyutları belirlenip, devamında mekanizmanın minimum kuvvetle iki kararlı konumu arasında geçiş yapabilmesi adına uzuv boyutlarının iletim açısına göre iyileştirilmesi yapılmıştır. Elde edilen uzuv boyutları ile katımsı cisim modeli (Pseudo Rigid Body Model) oluşturulmuştur. Oluşturulan bu modele göre mekanizmanın çalışma şartları altında kararlı olduğu konumlar belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Uyumlu mekanizmalar, Çift kararlılık, İyileştirme, Katımsı cisim modeli

## DESIGN OF COMPLIANT BISTABLE MECHANICAL SYSTEM

## ABSTRACT

In this study, design of a compliant bistable mechanism whose applications increase day by day have been made. Mechanism taking into account in study is open/close mechanism used on bed base. Firstly, dimensions of links have been determined according to path of mechanism that need to been tracked. Then dimensions of links have been optimized according to transmission angle whereby mechanism can move between two stable position with minimum force. Pseudo rigid body model have been created with found dimensions of links. Stable positions of mechanism have been specified thanks to this model.

**Keywords:** Compliant mechanisms, Bistable mechanisms, Optimisation, Pseduo rigid body model

## 1. GİRİŞ

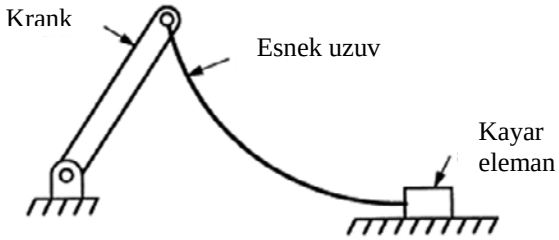
Uyumlu mekanizmalar, bir mekanizmadan beklenen hareket ve kuvvet iletimi işlevini yapılarında barındırdıkları esnek elemanlar ve bu elemanların elastik şekil değiştirmeleri ile gerçekleştirirler. Oluşan bu şekil değiştirmeler sonucunda esnek elemanlarda biriken şekil değiştirme enerjisi ve bu enerjinin faydalı bir şekilde kullanılması amacıyla bir çok akademik çalışma yapılmıştır. Paros ve Wisbord, bu çalışmaların bir çoğuna temel teşkil eden çalışmalarında esnek elemanların davranış şekillerini inceleyip bu bögelerin detaylı analizini yapmıştır [1]. Burns ve Crossley esnek uzuvlu mekanizmalar için bir tip sentezi ortaya koymuşlardır [2].

Geliştirilen teoremlerle birlikte ilk olarak Her ve Midha uyumlu mekanizma kavramını ortaya koymuşlardır. Çalışmalarında bu tipteki mekanizmaların serbestlik dereceleri ve mafsalların uyumluluğu sunulmuştur [3]. İlerleyen yıllarda Salamon ve Midha uyumlu mekanizmaların mekanik avantajlarını incelemiştir [4]. Howell ve arkadaşları katımsı

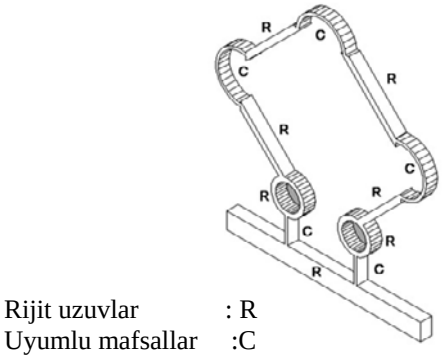
cisim modelini tanıtmışlardır [5]. Shoup ve Mclarnan yekpare olarak üretilmiş dolayısıyla yay ve baskı kolu gibi parçalara gereksinim duymayan çift kararlı bir mekanizma sunumşlardır [6]. Jensen ve Howell çift kararlı mekanizma tasarım işlemlerini basitleştiren bir teori geliştirmişlerdir [7].

## 2. UYUMLU MEKANİZMALAR

Uyumlu mekanizmalar da tıpkı geleneksel mekanizmlar gibi bir hareketi, kuvveti veya enerjiyi transfer ya da başka bir forma dönüştüren mekanik düzenlerdir. Fakat alışıldık mekanizmaların aksine en az bir serbestliğini esnek elemanlarının şekil değiştirmesi ile kazanır. Bu mekanizmalar uzuvların yapısına göre tam uyumlu ya da kısmi uyumlu mekanizma diye ikiye ayrılır. Tam uyumlu mekanizmalar yapısında rijit mafsal bulundurmaz iken kısmi uyumlu mekanizmalarda en az bir tane rijit mafsal bulunmaktadır [8]. Sırasıyla Şekil 1 ve Şekil 2 de bahsedilen mekanizma tipleri ifade edilmiştir.




Şekil 1.Kısmi Uyumlu Mekanizma. [9]




Rijit uzuvlar : R
Uyumlu mafsallar :C

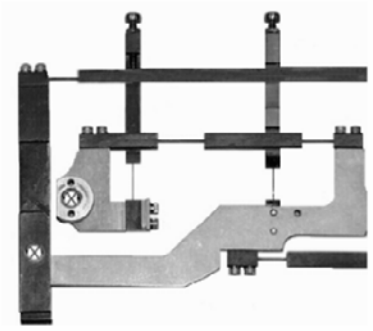
Şekil 2.Tam Uyumlu Mekanizma. [10]

### 2.1.Uyumlu Mekanizmaların Avantajları

Uyumlu mekanizmaların avantajları iki kategoride incelenebilir.

- Performans artışı
- Maliyet azalması

Performans artışını; güvenilirliğin artması, hassasiyetin artması, aşınma ve ağırlığın azalması ile bakımın azalması olarak özetleyebiliriz.
Bu mekanizma tiplerinin rijit uzuvlu mekanizmalara nazaran daha az sayıda mafsal bulundurması sayesinde aşınma ve yağlama ihtiyacı ile bunların sonucu olarak bakım ihtiyacı azalır. Yine mafsal sayısının azalması sonucunda mekanizmada oluşabilecek boşluk miktarını azaltacağından mekanizmanın doğruluğunun artması beklenir. Şekil 3'te yüksek kesinlikli uyumlu mekanizmaya örnek gösterilmiştir, bu mekanizma üzerinde yapılan ölçümler uyumlu yapıların hassasiyetleri hakkında bize bilgi vermektedir.



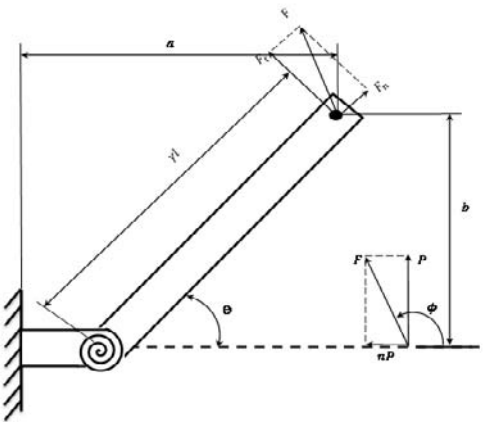
Şekil 3.Yüksek Kesinlikli Uyumlu Mekanizma. [8]

Bir diğer avantaj olan maliyet azalmasını ise azalan uzuv sayısı ile ilişkilendirilebiliriz. Azalan uzuv sayısı başlı başına bir maliyet avantajı sağlamakta olup, bunun yanında montaj süresinin kısalması ile bir başka avantajı da yanında getirir. Ayrıca yapının yekpare olarak üretilebilmesi üretim maliyetini ve süresini de kısaltır.
Açıklanan bu avantajların yanı sıra uyumlu mekanizmalar yanlarında bir takım olumsuzluklarda getirmektedir. En önemli olumsuzluk bu tür mekanizmaların analizinin ve tasarımının alışıldık mekanizmalara göre güç olmasıdır. Yapılarında barındırdıkları esnek elemanlar bir çok analizde nonlineer

karakter sergileyerek bir tasarım güçlüğüne yol açacaktır [8].

### 2.2. Katımsı Cisim Modeli

Katımsı cisim modeli kavramı, uyumlu mekanizma yapısı ile rijit uzuvlu mekanizmaları ilişkilendirecek bir model olarak kullanılmaktadır. Bu ilişkilendirmenin temel amacı uyumlu mekanizmanın tasarım parametrelerini belirlemek olup bu parametrelerin sonucunda ortaya çıkacak yapının rijit modeldeki çıktılar ile örtüşmesini sağlamaktır. Şekil 4 te esnek bir kiriş yapısının katımsı cisim modeli ortaya koyulmuştur. Görüldüğü gibi esneklik kavramını karşılayacak elastik elemanların rijit yapıya eklenmesi ile oluşturulan bu modelde esnek bir yapı rijit eşdeğerine benzeştirilmiştir [8].




Şekil 4.Esnek Kirişin Katımsı Cisim Modeli ile Gösterimi.

$$T = K\,\Theta \quad (1)$$

$$T = F_t\,\gamma\,l \quad (2)$$

$$F_t = \frac{K\,\Theta}{\gamma\,l} \quad (3)$$

$$\frac{F_t l^2}{EI} = K_\Theta\,\Theta \quad (4)$$

$$\frac{K\,\Theta\,l}{\gamma\,E\,I} = K_\Theta\,\Theta \quad (5)$$

$$K = \gamma\,K_\Theta\,\frac{EI}{l} \quad (6)$$

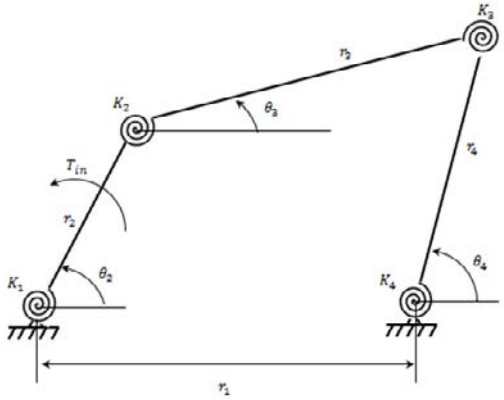
### 2.3 Çift Kararlı Uyumlu Mekanizmalar

Çift kararlı mekanizmalar, hareket sınırları boyunca iki kararlı statik denge pozisyonuna sahip mekanizmalardır. Kararlı olduğu bu konumları potansiyel enerjilerinin lokal minumum değerleri ile belirlenir [9]. Bu kararlı konumlar yapılan sentez sayesinde amaçlanan şekilde değerlendirilir ise tasarımcıya bir çok fayda sağlayacaktır, söz konusu faydalardan en önemlisi mekanizmayı kararlı konumlarda tutmak için ilave kuvvet ihtiyaç duyulmaması olacaktır.

### 2.3.1. Kararlılık

Bir mekanik sistemin kararlılığı incelenirken sistemi oluşturan elemanların ivmelenmesini referans olarak alabiliriz. Eğer elemanlarda ivmelenme yok ise sistemin kararlı olduğu kabulü yapılabilir. Ayrıca düşük ivmelenmeler neticesinde oluşan düşük genlikli osilasyonlar olması sistemi kararsız hale getirmez, lakin bu bozucu büyüklük diğer kararlı hale geçmesine olanak tanıyacak kadar büyürse ikinci kararlı konuma doğru yönlenme olacaktır [11].

Langrange-Dirichlet teorisini esas alarak oluşturulmuş enerji methoduna göre, kararlı durumlarda sistemin potansiyel enerjisi lokal minimumlarda olduğu ispatlanmıştır [8].




Şekil 5.Dört Kol Mekanizmasının Katımsı Cisim Modeli ile Gösterimi. [8]

$$V = \frac{1}{2}(K_1\psi_1^2 + K_2\psi_2^2 + K_3\psi_3^2 + K_4\psi_4^2) \quad (7)$$

$$\psi_1 = \theta_2 - \theta_{2_0} \quad (8)$$

$$\psi_2 = \theta_2 - \theta_{2_0} - \left(\theta_3 - \theta_{3_0}\right) \quad (9)$$

$$\psi_3 = \theta_4 - \theta_{4_0} - \left(\theta_3 - \theta_{3_0}\right) \quad (10)$$

$$\psi_4 = \theta_2 - \theta_{4_0} \quad (11)$$

$$\frac{dV}{d\theta_2} = K_1\psi_1 + K_2\psi_2\left(1 - \frac{d\theta_3}{d\theta_2}\right) + K_3\psi_3\left(\frac{d\theta_4}{d\theta_2} - \frac{d\theta_3}{d\theta_2}\right) + K_4\psi_4\frac{d\theta_4}{d\theta_2} \quad (12)$$

Şekil 5 de dört kol mekanizmasının katımsı cisim modeline göre gösterimi mevcuttur. (7) eşitliğinde esnek elemanlarda meydana gelen açısal yer değiştirmeler sonucu meydana gelen şekil değiştirme potansiyel enerjisi ifade edilmiştir. (8), (9), (10) ve (11) eşitliklerinde esnek elemanların bağıl açısal yer değiştirmeleri ifade edilmiştir. (12) eşitliğinde ise meydana gelen açısal yer değiştirmeler sonucunda oluşan şekil değiştirme enerjilerinin giriş uzvuna göre türevinin alınmasıyla moment değeri ifade edilmiştir.

### 3.1.Tasarımı Yapılacak Olan Mekanizmanın Çalışma Şartları

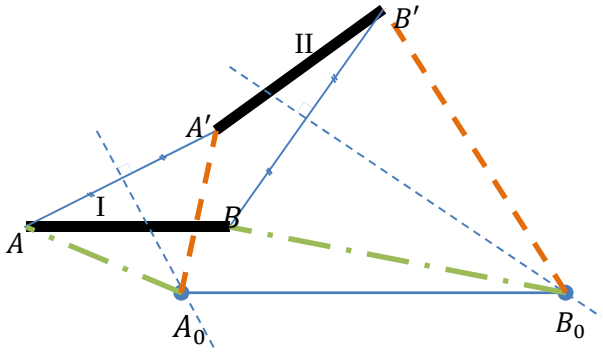
Tasarımının yapılması planlanan mekanizma günlük hayatta kullanılan baza açma-kapama mekanizmasıdır. Var olan sistemleri inceleyecek olursak baza mekanizması açık ve kapalı olmak üzere iki konumda kararlı halde çalışmaktadır. Açık ile kapalı hal arasında, kapağın gövde ile yaptığı açı $\sim\mathbf{40}°$ ($\boldsymbol{\theta_{31}}$)dir. Yük olarak taşınan yatağın oluşturacağı kuvvet değeri 40 kg olarak belirlenmiştir. Sistemde eşzamanlı olarak çalışan iki adet mekanizma olacağından her birine düşen yükün 20 kg olacağı öngörülmüştür. Ayrıca mekanizmanın 3 no lu uzvunun yörüngesi de sentez için bir tasarım parametresi olarak ele alınacaktır.

Tasarım aşamasında izlenecek yolları şu şekilde sıralayabiliriz;

- Mekanizmanın iki kararlı konuma göre sentezini yapılması.
- Elde edilen uzuv boyutları ışığında iletim açısını iyileştirilmesi.
- İyileştirme sonucunda mekanizmanın katımsı cisim modeline göre modellenmesi.
- Uygun yük - konum aralıklarında sistemin analizi.

### 3.2.Mekanizma Sentezi

Bundan sonra yapılacak iyileştirme işlemine temel teşkil etmesi amacıyla $AB$ ve $A'B'$ biyel konumlarını sağlayacak bir dört kol mekanizması sentezine ihtiyaç duyulmaktadır. Amaçlanan sentez operasyonu için yörünge sentezinden faydalanarak Şekil 6 da görüldüğü gibi bir geometrik sentez işlemi yapılmıştır [12].




Şekil 6.İki Kararlı Konuma Göre Mekanizma Sentezi.

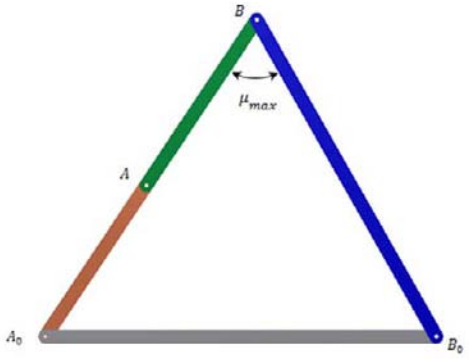
Yapılan sentez sonucunda kullanılacak baza göz önüne alındığında uygulanabilir mekanizmanın boyutları;

- $A_0B_0 = r_1 = 280\ mm$
- $AA_0 = r_2 = 132\ mm$
- $AB = r_3 = 140\ mm$
- $BB_0 = r_4 = 260\ mm$

olarak elde edilir.

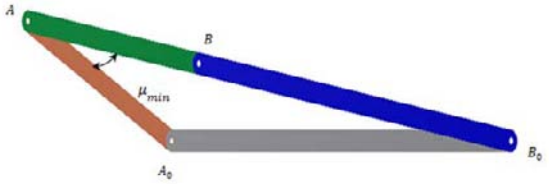
### 3.3. Boyutların İletim Açısına Göre İyileştirilmesi

Bu adımda genetik algoritma vasıtasıyla yapılacak iyileştirme operasyonunda, mekanizmanın kararlı konumları arasındaki hareketi için ihtiyaç duyduğu moment değerinin düşürülmesi amaçlanmıştır. Giriş uzvuna uygulanacak olan momentin minimize edilmesi için iletim açısını, dolayısıyla uzuv boyutlarını, hareketin yörüngesini bozmayacak şekilde iyileştirdiğimiz taktirde amaçlanan yapıya ulaşılmış olur.
Şekil 7 ve Şekil 8 de sırasıyla iletim açısının maksimum ve minimum olduğu durumlar ifade edilmiştir.




Şekil 7. İletim Açısının En Büyük Olduğu Durum.

$$\mu_{max} = cos^{-1}\left[\frac{r_4^2 + (r_3 + r_2)^2 - r_1^2}{2r_4(r_2 + r_3)}\right] \qquad (13)$$




Şekil 8. İletim Açısının En Küçük Olduğu Durum.

$$\mu_{min} = cos^{-1}\left[\frac{r_2^2 + (r_4 + r_2)^2 - r_1^2}{2(r_4 + r_3)r_2}\right] \qquad (14)$$

İyileştirme için kullanılacak hedef fonkisyon;

$$U' = max\left[\left|\frac{\pi}{2} - \eta_{max}\right|, \left|\frac{\pi}{2} - \eta_{min}\right|\right] \qquad (15)$$

Fakat $U'$ fonkisyonun doğrudan kullanılması $r_2$ değerinin diğerlerine göre çok küçük kalmasına sebep olacaktır.

$$F = \max\left[\frac{r_1}{r_2}, \frac{r_3}{r_2}, \frac{r_4}{r_2}\right] \qquad (16)$$

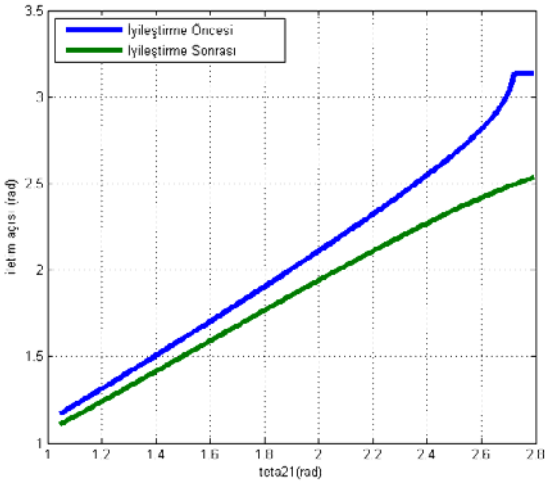
Bu durumda $r_2$'nin diğer uzuv boyutlarına oranlanmasıyla dengeli dağılım meydana gelir [12].

$$U" = e^{(F-n)} \qquad (17)$$

İyileştirilecek hedef fonksiyon;

$$U''' = U' + WU" \qquad (18)$$

(17) ve (18) eşitliklerindeki n; 5, W; 5 olarak alınmıştır [12].




Şekil 9. İletim Açısının İyileştirme Sonucundaki Değişimi

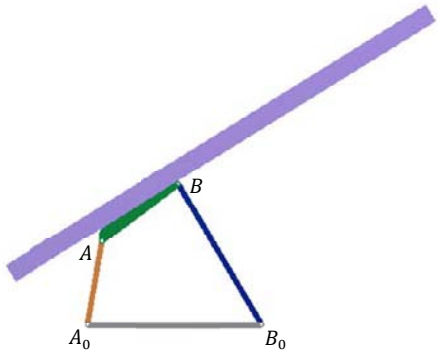
**<u>İyileştirme sonrasında yeni uzuv boyutları</u>**

- $r_1 = 310\ mm$
- $r_2 = 152\ mm$
- $r_3 = 170\ mm$
- $r_4 = 290\ mm$

Yapılan bu iyileştirme sonucunda elde edilen uzuv boyutları doğrultusunda Şekil 9 da bahsedilen sentez koşullarının sağlanmış olduğu Şekil 10 ve Şekil 11 de gösterilmiştir.




Şekil 10.Kapalı Konum.

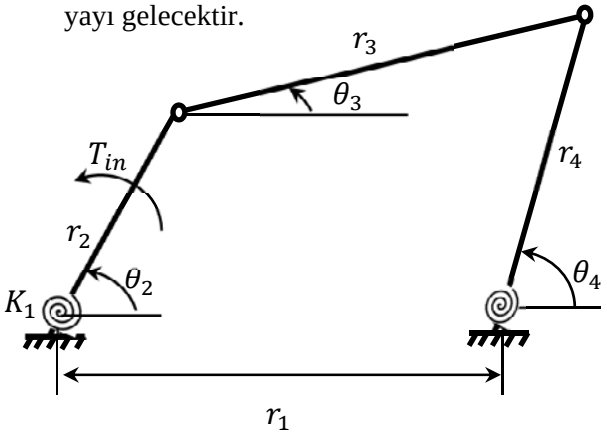



Şekil 11.Açık Konum.

Yapılan iyileştirme sonucunda mekanizmanın her iki konum için gerekli kinematik şartları sağladığı görülmüştür.

### 3.4.Çift Kararlı Uyumlu Mekanizmaya Adapte Edilmesi

Elde edilen yeni uzuv boyutlarına göre oluşturulan katımsı cisim modelinin hareketi kısıtlamaması için, $\mathbf{1, 2}$ $\boldsymbol{ve}$ $\mathbf{4}$ uzuvlarını yekpare bir uzuv olarak düşünüp, incelemek uygun olacaktır. 2. ve 4. uzvun 1 numaralı uzuv ile birlikte modellenmesi nedeniyle iki adet mafsal mekanizmadan uzaklaşacak ve yerlerine modelleme amaçlı iki adet burulma yayı gelecektir.




Şekil 12. Dört-Kolun Katımsı Cisim Modeline Göre Gösterimi.[8]

Yayların şekil değiştirmesi ile oluşacak enerji [8];

$$\boldsymbol{V = \frac{1}{2}\left(K_1\psi_1^2 + K_4\psi_4^2\right)} \quad (19)$$

$$\psi_1 = \theta_2 - \theta_{2_0} \quad (20)$$

$$\psi_4 = \theta_4 - \theta_{4_0} \quad (21)$$

- $\theta_2 =$ $2.82\ rad$
- $\theta_{2_0} =$ $0.97\ rad$
- $\theta_4 =$ $2.97\ rad$
- $\theta_{4_0} =$ $2.00\ rad$

$$\frac{d\theta_4}{d\theta_2} = \frac{r_2 \sin(\theta_3 - \theta_2)}{r_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (22)$$

$$T_{sa} = \frac{dV}{d\theta_2} = K_1\psi_1 + K_4\psi_4 \frac{d\theta_4}{d\theta_2} \quad (23)$$

Burulma yayı olarak modellenen esnek elemanların meydana getirdiği moment.

Rijitlik katsayısı;

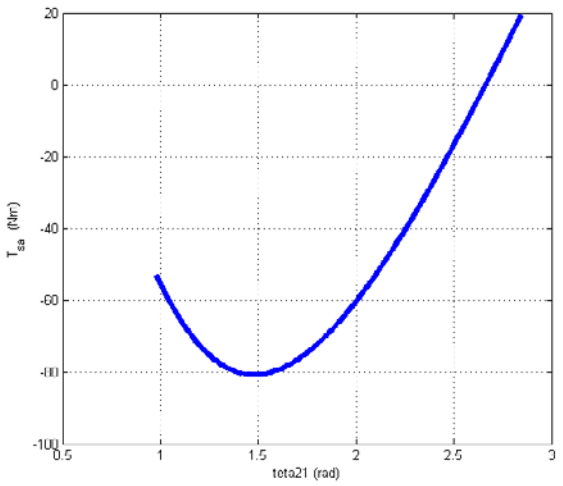
$$K_1 = \gamma K_\Theta \frac{EI}{l_r} \quad (24)$$

$$K_1 = 28.6 Nm/rad$$
$$K_4 = 85.9 Nm/rad$$

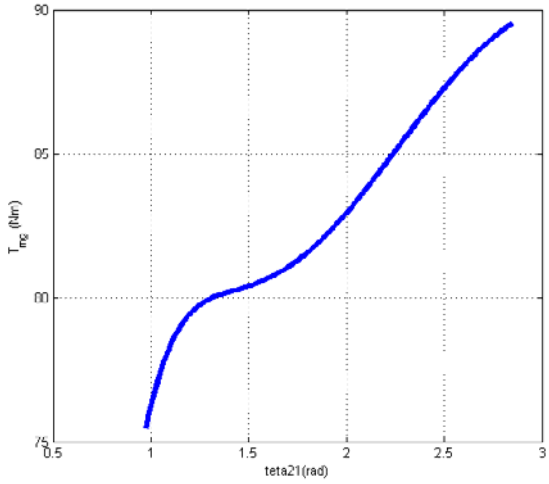
Dış kuvvetlerin etkisi altında çalışan sistemlerde yukarıda belirtilen kararlılık kriterlerinin yanı sıra moment dengesi de bir kriter olarak kullanılabilir. Bu doğrultuda dışarıdan uygulanan kuvvetin meydana getirdiği moment ile esnek elemanların şekil değiştirmesi ile oluşan momentin dengesi incelenecektir [13].

$$\boldsymbol{T_{sa} = T_{mg} + T_{in}} \quad (25)$$

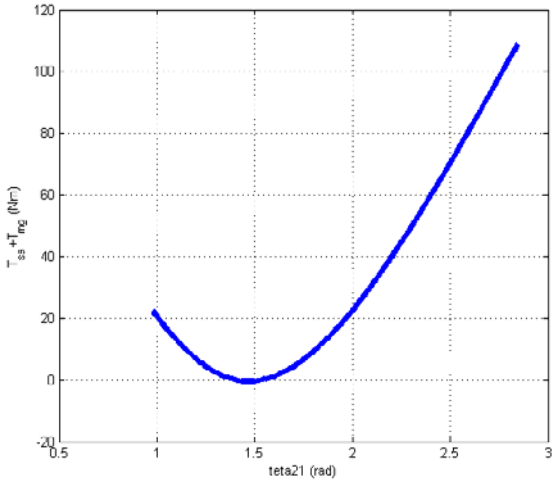
$\boldsymbol{T_{mg}}$ kapak ağırlığının oluşturduğu moment, $\boldsymbol{T_{sa}}$ esnek elemanların sapmasıyla meydana gelen moment, $\boldsymbol{T_{in}}$ ise mekanizmanın bir konumdan diğerine geçerken ihtiyaç duyacağı kuvvetin oluşturacağı momenttir.




Şekil 13. $\mathbf{T_{sa} - \theta_{21}}$ Değişimi.




Şekil 14. $\mathbf{T_{mg} - \theta_{21}}$ Değişimi.




Şekil 15. $(\mathbf{T_{mg} + T_{sa}}) - \mathbf{\theta_{21}}$ Değişimi.

Şekil 13 te esnek elemanlarda meydana gelen moment değeri ifade edilmiştir. Şekil 14 te verilen esnek elemanların momentinin değişiminin oluşturduğu grafik yorumlanacak olur ise; bu eğriye ait lokal minimum noktasının tayini sonucu birinci kararlı konum belirlenmiş olup bu kararlı konumun açısal karşılığı ($\boldsymbol{\theta_{21}}$) 1,5 rad. (80°)dır. Şekil 15 ise sistemde meydana gelen toplam moment gösterilmiştir. Mekanizmaya ait ikinci kararlı konumun yapısı ilkinden farklıdır bu durumun nedeni ise ikinci kararlı konumun bir sınırlandırılmış kararlılık yapısı ortaya koymasıdır. Bu yüzden bu kararlılık hali için bir lokal minimum arayışı içinde bulunulmayacak fakat sisteme etkiyen momentlerin yönleri incelenip doğrulanacaktır.

## 4. SONUÇ

Bu çalışmada ortaya koyulan uyumlu çift kararlı mekanizma sayesinde, geleneksel mekanizmaya nazaran çok daha az kuvvet ihtiyacı ile çıkış uzvunun kararlı konumlar arası hareketi sağlanmıştır. Ayrıca ortaya konulan modelin yukarıdaki bölümlerde bahsedilen diğer avantajları da taşıyacağı aşikardır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde tasarlanan baza açma-kapama mekanizmasının kararlı konumlarının istenilen pozisyonlar ile örtüştüğü ve bu kararlı konumların uyumlu mekanizma teorisine uygun olarak gerçekleştiği görülmüştür.

## 5. SEMBOLLER

| Sembol | Açıklama |
|---|---|
| T | Moment |
| Θ | Katımsı cisim modeli açısı |
| $\gamma$ | Karakteristik yarıçap |
| $\eta$ | İletim açısı |
| $n$ | Düzeltme katsayı |
| $W$ | Düzeltme katsayı |
| $V$ | Potansiyel enerji |
| $\psi$ | Bağıl açı değişimi |
| $K_\Theta$ | Katımsı cisim modeli direngenlik katsayısı |

## 6. KAYNAKLAR

1. Paros, J.M., and Weisbord, L., "How to Design Flexural Hinges," Machine Design, 25, pp. 151-156. , 1965.
2. Burns,R.H., and Crossley, F.R.E., "Structural Permutations of Flexible Link Mechanisms,"ASME PaperNo. 66-Mech,1966.
3. Her, I., and Midha, A., "A Compliance Number Conceptfor CompliantMechanisms, and Type Synthesis," Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Transaction of the ASME, Vol. 109, No. 3, 348-355, 1987.
4. Salamon, B.A., and Midha, A., "An Introduction to Mechanical Advantage in Compliant Mechanisms," Proceedings of the 18th ASME Design Automation Conference: Advances in Design Automation, DE-Vol 44-2, 47-51,1992.
5. Howell, L.L., and Midha, A., , "Evaluation of Equivalent Spring Stiffness for Use in a Pseudo-Rigid-Body Model of Large-Deflection Compliant Mechanisms," Journal of Mechanical Design, Vol. 118, No. 1, 126-131,1996.
6. Shoup, T.E., McLarnan, C.W., "A Survey of Flexible Link Mechanisms Having Lower Pairs," Journal of Mechanisms, Vol. 6, No. 3, 97-105, 1971.
7. Jensen, B., Howell,L., Identification of Compliant Pseudo-Rigid-Body Four-Link Mechanism Configurations Resulting in Bistable Behavior, Journal of Mechanical Design, Vol. 125,701-708, 2003.
8. L. Howell, Compliant Mechanisms, John Wiley & Sons, New York, 2001.
9.Midha, A., Howell, L., Norton, T., Limit positions of compliant mechanisms using the pseudo-rigid-body model concept, Mechanism and Machine Theory, 35, 99-115, 2000.
10. Tekes, A., Sönmez, Ü.,Güvenç, B.A., Compliant folded beam suspension mechanism control for rotational dwell function generation using the state feedback linearization scheme, Mechanism and Machine Theory, 45,1924-1941,2010.
11. Pucheta, M.,Cardona,A.,Design of bistable compliant mechanisms using precision–position and rigid-body replacement methods, Mechanism and Machine Theory,45,304-326,2010.
12. Kinzel, G., Waldron,K., Kinematics, Dynamics and Design of Machinery John Wiley & Sons, New York, 2004.
13. Zhang, S., Chen, G.,"Design of Compliant Bistable Mechanism for Rear Trunk Lid of Cars", 4th International Conference, Germany, 2011, 291-299.

# 5 SERBESTLİK DERECELİ ROBOT KOLUNUN GÖRÜNTÜ ESASLI KONTROLÜ

Nurettin Gökhan ADAR, Recep KOZAN

Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 54187, SAKARYA

nadar@sakarya.edu.tr, kazan@sakarya.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışma, ileride tasarlanması düşünülen 2 kol ve 1 başa sahip olacak Gezgin İnsansı Robotun tek kolunu ve başını içermektedir. Burada sadece 5 serbestlik dercesine sahip kol ele alınmıştır. Öncelikli olarak robotun kol kısmı kinematik-dinamik açıdan incelenmiştir. Elde edilen denklemler Matlab/Simulink ortamına aktarılıp benzetimleri gerçekleştirilmiştir. Benzetimler sonucu elde edilen robot kol tasarımı yapılmıştır. Montajı tamamlanan robot kolunun hareket analizleri gerçek zamanlı olarak Matlab/Simulink programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Robot gövdesine yerleştirlen mono kamera yardımı ile görüntü işleme teknikleri kullanılarak kolun hareketleri kontrol edilmiştir. Her bir eklem ve kolun uç noktasının konum değişimleri incelenerek, elde edilen grafikler detaylı olarak değerlendirilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Robot kolu, Robot dinamiği, Görüntü işleme, Kontrol

## VISION BASED CONTROL OF 5 DOF ROBOTIC ARM

## ABSTRACT

This paper includes head and single arm of Mobile Humanoid Robot having 2 arms and 1 head which is going to design in future. In this paper 5 dof robotic arm was investigated. Primarily robot's arm was analysed in kinematically and dynamically. Equations which were calculated were simulated using Matlab-Simulink. Robot's arm was designed according to those equations. Robotic parts which were obtained from design were manufactured with respect to proper manufacturing process. Motion analysis of assembled robot was practiced using Matlab-Simulink Real Time Toolboxes. Robotic arm motion is controlled using Image Processing Techniques with mono camera which is mounted on robot's head. Each joint's and end point position and velocity change were studied and obtained graphics were evaluated in detail.

**Keywords:** Robotic arm, Robot dynamic, İmage processing, Control

## 1. GİRİŞ

Günümüzde büyük ve orta ölçekli firmalarda tekrarlamalı, ağır, hassas v.b. işlerinin çoğunda manipülatörler insanın yerine kullanılmaktadırlar. Böylece insan kaynaklı hatalar ortadan kaldırılmıştır. Bu manipülatörler belli amaca yönelik üretilip sadece o görevi yerine getirebilmektedir.

Yapılan çalışmalar daha fazla görevi yerine getirebilen daha esnek çalışma uzayına sahip manipülatörler yerine insansı robotik kollara doğru yönelmiştir. Litearürde yapılan çalışmalara bakıldığında özellikle servis hizmetlerinde kullanılan İnsansı Robotların üzerine yoğunlaşıldığı görülmektedir. Bu robotlarda değişik yapı ve serbestlik derecesine sahip kollar kullanılmaktadır.

Literatüre baktığımızda birçok başarılı insansı robot tasarımı bulunmaktadır. Özellikle insan kol hareket kabiliyetine yakın olduğundan 5-7 serbestlik dereceli insansı robot kol tasarımı üzerinde durulmuştur. 1999 yılında Hermes isimli mobil robot platformu tasarlanmıştır [1]. Michigan Üniversitesi (ABD) tarafından 2002 yılında "DAV" isimli gezgin insansı

robot geliştirilmiştir. Bu robot, tasarım ve maliyet göz önünde tutularak tasarlanmıştır [2]. Robot toplam 43 serbestlik derecesine sahiptir. Bunlardan 4 adedi gövdenin hareketini sağlayan tekerleklere, 2 adedi gövdeye, 7 adedi kollara, 8 adedi ellere ve 8 adedi başa aittir. Ayrıca robot birbirinden bağımsız çalışan 2 adet kameraya sahiptir. Shenyang Üniversitesi (Çin) tarafından 2005 yılında "YIREN" isimli gezgin insansı robot geliştirilmiştir [3]. Gezgin insansı robotun tekerlekleri karışık alanda tüm hareketleri sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Bu robot toplam 23 serbestlik derecesine sahiptir. Bunlardan 3 adedi gövdenin hareketini sağlayan tekerleklere (2 adedi sürücü teker, 1 adedi gezgin teker), 7 adedi kollara, 1 adedi el, 2 adedi bel ve 2 adedi boyun bölgesine aittir [3]. 2000-2006 yılları arasında Forschungszentrum Informatik Karlsruhe (Almanya) tarafından "ARMAR" isimli 3 adet gezgin insansı robot geliştirilmiştir [4-5-6].

Yapılan çalışmalarda robotun çevresini algılaması için değişik tipte sensörler kullanılmaktadır. Günümüzde bu robotlarda kamera kullanılmaktadır ve bu kameralar adeta bir sensör görevini görmektedir. Kamera ile görüntü işleme teknikleri kullanılarak gürüntüde istenilen bilgi (koordinat, rotasyon, renk v.b.) elde edilip bu bilgi robotun kontrolü için kullanılmaktadır. Bu tip kontrol yapısı literatürde "Görsel Servo Motor Kontrolü" olarak adlandırmaktadır. Görsel Servo Motor Kontrol (Visual Servo Control- Vision Servoing) robotun hareket kontrolü için gerekli olan geri besleme sinyalini belirlemek amacı ile kameradan elde edilen görüntünün bilgisayar yardımıyla işlenip elde edilen verilerin kullanılması anlamına gelmektedir.

Görüntü tabanlı kontrol robotik uygulamaları geniş bir geçmişe sahiptir. Görsel servo motor kontrolü, ticari mühendislik uygulamalarına başarıyla uygulanmasının yanı sıra araştırma projelerine de konu olmuştur. İlk olarak 1979 yılında kullanılmaya başlanan Görsel Servo Motor Kontrol (Visual Servoing) ifadesi, 1980 yılında Sanderson ve Weiss tarafından sistemin taksonomisi (sınıflandırmada kullanılan kurallar bütünü) tanıtılmıştır [7].

Özel olarak, Görsel Servo Motor Kontrol

1- Pozisyon tabanlı kontrol (Position-Based Control)
2- Görüntü tabanlı kontrol (İmage-Based Control) olarak ikiye ayrılabilir.

Pozisyon Tabanlı Görsel Servo Kontrolde istenilen özellikler görüntülerden elde edilir. Bu kontrolör, kamera modeli ve hedef nesnenin geometrik modeli ile birlikte hedef pozu tahmin etmek için kullanılır. Kontrolör, 3B uzayında mevcut poz ile amaçlanan poz arasındaki hatayı azaltma yoluyla çalışır [8].

Bu yöntemde, görüntü bilgisi kullanılarak robotun pozisyonu belirlendiğinden, kamera robotun pozisyonunu ölçen bir algılayıcı (sensor) gibi davranır. Bu kontrol yönteminde, mevcut pozisyon ile istenilen pozisyon arasındaki hatadan kontrol girişi elde edilir. Böylece bu kontrol yöntemi birçok mevcut klasik kontrol yöntemine uygulanabilir [9].

Buna karşılık, Görüntü Tabanlı Görsel Servo Kontrol doğrudan 2D görüntü özelliklerini kullanarak çalışır. Doğası gereği, görüntü tabanlı görsel servo kontrol, hesaplama yükünü azaltır, gereksiz görüntü yorumlamalarını atlar, sensör ve kamera kalibrasyon hatalarını ortadan kaldırır [8]. Görüntü tabanlı kontrol yöntemi, insan tarafından gerçekleştirilen görme işlemine benzer bir yapıdadır [9].

Hem pozisyon tabanlı görsel servo kontrolü ve hem de görüntü tabanlı görsel servo kontrolündeki ortamdaki lineer olmayan bozucu etkiler ve kontrol sistemindeki kararsızlıkların üstesinden gelmek için, Malis ve arkadaşları [1998] 2½B boyutlu görsel geri beslemeli bir yaklaşım sunmuşlardır [10].

Luca ve arkadaşları [2007] holonom olmayan mobil manipülatör için görüntü tabanlı servo kontrollör geliştirmişlerdir. Bu çalışmada, sabit tabanlı manipülatörler için yüksek çözünürlük ile ilgili iki iyi bilinen yöntemi holonom olmayan mobil manipülatörün kinematik modeli için uygulamışlardır. Bu yöntem fiziksel uygulaması ve deneysel çalışması yapılmadan sadece bilgisayar simülasyonun da kalmıştır [11].

Kurashiki ve arkadaşları görüntü tabanlı kontrol için yörünge takip sistemi geliştirmiştir [9].

Sanayide Görsel Servo Kontrol (visual servo kontrol) manipülatörlerde istenilen nesnelerin bir yerden başka bir yere otonom bir şekilde

daha önceden belirlenen yörüngede taşınmasında kullanılmaktadır. Örneğin, parçaların muayene veya montajı için, bir üretim hattında konveyör üzerinden araç parçalarının toplanması-taşınması. Kamera sistemi manipülatör kontrolü için zengin bilgi sağlayabildiğinden dolayı, değişik şekil ve boyuttaki nesneler için kullanılabilmektedir. Günümüzdeki yeni eğilim ise nesneleri bir yerden başka bir yere götürmek için visual servoing sistemini mobil robotlara ilave etmektir [12].

Bu çalışma, ileride tasarlanması düşünülen Gezgin İnsansı Robotun tek kolunu içermektedir. Kolun tasarımı Solidworks Programında gerçekleştirilip uygun imalat yöntemleriyle imal edilmiştir.

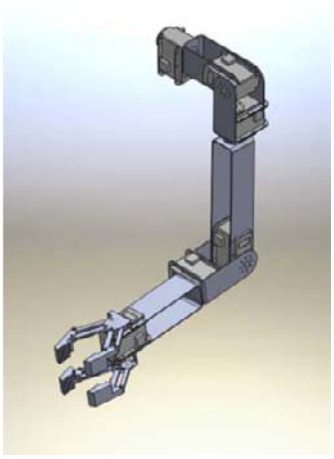
Gövde üst kısmına standart bir web kamera koyulmuştur. Matlab-Simulink programı ile görüntü işleme teknikleri kullanılmıştır.

Robot kolunun ileri ve ters kinematiği elde edilmiştir. Amaçlanan görev için yeşil renkli kare bir cisim seçilmiştir. Web kamera ile görüntü işleme teknikleri kullanılarak cismin konum koordinatları hesaplanmıştır. Elde edilen bu koordinatlar ters kinematik çözüme verilerek kolun o noktaya gitmesi sağlanmıştır.

## 2. MEKANİK TASARIM

Bu çalışmada insan koluna benzer yapıya sahip robot kolu tasarımı amaçlanmıştır. Robot kolu toplam beş serbestlik derecesine sahiptir. Bunlardan üçü omuz kısmında (pitch. Yaw, roll axes), ikisi dirsekte bulunmaktadır.

Robotun tasarımı Solidworks programının ‘Saç Metal Modülü’ kullanılarak oluşturulmuştur (Şekil-1). Uygun imalat yöntemleri kullanılarak robotun imalatı gerçekleştirilmiştir (Şekil-2). Malzeme olarak hafiflik göz önüne alınarak alüminyum seçilmiştir.

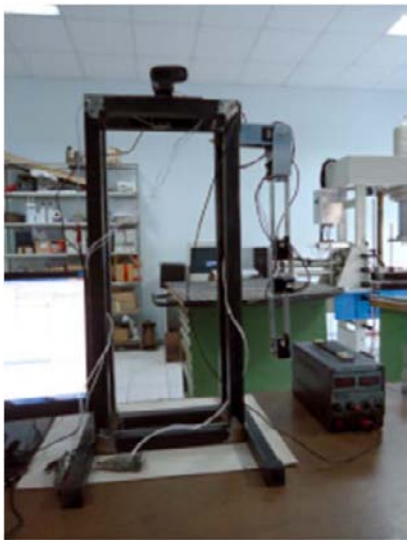


Şekil 1 Robot kolunun Solidworks montaj resmi

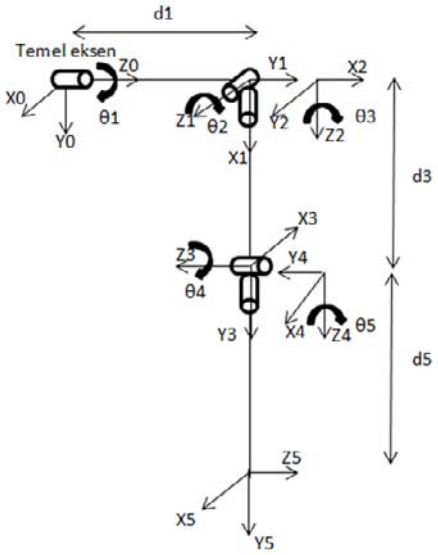
Motor seçimi için gerekli olan hız-moment değerleri dinamik analiz ile hesaplanmıştır. Bu hız-moment değerlerini karşılayacak gerekli servo motorlar seçilmiştir. Servo motor olarak Dynamixel MX-28R ve MX-64R marka motorlar kullanılmıştır. Bu motorlara ait temel özellikler Tablo-1’de verilmiştir.

Tablo 1 Motor parametreleri

| | **Dynamixel MX-28R** | **Dynamixel MX-64R** |
|---|---|---|
| **Tutma Momenti** | 2.3N.m (11.1V,1.3A) | 5.5N.m (11.1V,.9A) |
| | 2.5N.m (12V, 1.4A) | 6.0N.m (12V, 4.1A) |
| | 3.1N.m (14.8V,1.7A) | 7.3N.m (14.8V, 5.2A) |
| **Yüksüz Hız** | 50rpm(11.1V) | 58rpm (11.1V) |
| | 55rpm ( 12V) | 63rpm (12V) |
| | 67rpm(14.8V) | 78rpm (14.8V) |
| **Dişli Oranı** | 193:1 | 200:1 |



Şekil 2 İmalatı gerçekleştirilen robot kolu

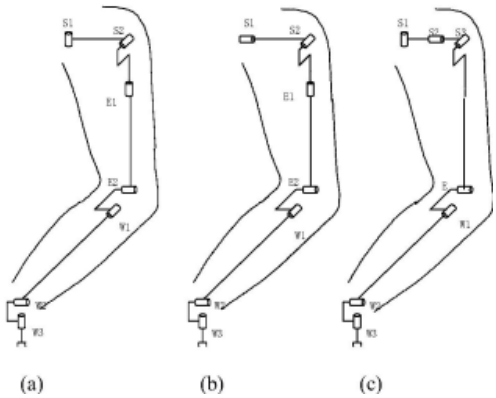



Şekil 4 Seçilen kol yapısı ve referans eksen takımı

## 3. ROBOT KİNEMATİĞİ

### 3.1 Robot Kolunun İleri Kinematiği

Bu çalışmada beş serbestlik dereceli insansı robot kolu kinematik açıdan incelenmiştir. Beş serbestlik dereceli insansı robot kolu birçok değişik tasarıma sahiplerdir. Bunlardan en çok kullanılanları Şekil-3'de verilmiştir [13].




Şekil 3 Beş serbestlik dereceli kolun değişik tasarımları

Bu çalışmada şekil-1b'deki kol yapısı seçilmiştir. Seçilen kol yapısına uygun olarak her bir uzva ait referans sistemi şekil-4'de gösterildiği gibi yerleştirilmiştir.

Robot kolunun ileri kinematik hesaplamaları için Denavit-Hartenberg (D-H) yöntemi kullanılmıştır. Robot koluna ait D-H parametreleri Tablo 2'de verilmiştir. Burada θ'lar her bir eklemin açısal yer değiştirmesini d1,d3,d5 uzuv boyutlarını göstermektedir.

Tablo 2D-H Paremetleri Tablosu

| | $d_i$ | $\alpha_i$ | $a_i$ | $\theta_i$ |
|---|---|---|---|---|
| 1 | $d_1$ | $90^o$ | 0 | $\theta_1+90^o$ |
| 2 | 0 | $90^o$ | 0 | $\theta_2+90^o$ |
| 3 | $d_3$ | $90^o$ | 0 | $\theta_3+90^o$ |
| 4 | 0 | $-90^o$ | 0 | $\theta_4$ |
| 5 | $d_5$ | $90^o$ | 0 | $\theta_5$ |

D-H parametrelerine göre homojen dönüşüm matrisleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$T_0^1=\begin{bmatrix}\cos\theta_1 & 0 & \sin\theta_1 & 0\\ \sin\theta_1 & 0 & -\cos\theta_1 & 0\\ 0 & 1 & 0 & d_1\\ 0 & 0 & 0 & 1\end{bmatrix} T_1^2=\begin{bmatrix}\cos\theta_2 & 0 & \sin\theta_2 & 0\\ \sin\theta_2 & 0 & -\cos\theta_2 & 0\\ 0 & 1 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 1\end{bmatrix}$$

$$T_2^3=\begin{bmatrix}\cos\theta_3 & 0 & \sin\theta_3 & 0\\ \sin\theta_3 & 0 & -\cos\theta_3 & 0\\ 0 & 1 & 0 & d_3\\ 0 & 0 & 0 & 1\end{bmatrix} T_3^4=\begin{bmatrix}\cos\theta_4 & 0 & -\sin\theta_4 & 0\\ \sin\theta_4 & 0 & \cos\theta_4 & 0\\ 0 & -1 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 1\end{bmatrix}$$

$$T_4^5=\begin{bmatrix}\cos\theta_5 & 0 & \sin\theta_5 & 0\\ \sin\theta_5 & 0 & -\cos\theta_5 & 0\\ 0 & 1 & 0 & d_5\\ 0 & 0 & 0 & 1\end{bmatrix} \quad (1)$$

Uç noktanın temel koordinat eksenine göre konumu (Px,Py,Pz) D-H parametreleri ile oluşturulan homojen matrislerinin seri çarpımı sonucu elde edilmiştir.

$$T_0^1.T_1^2.T_2^3.T_3^4.T_4^5 = \begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

### 3.2 Robot Kolunun Ters Kinematiği

Ters kinematik problemi, robot kolunun uç noktasının (Px-Py-Pz) belli bir noktada olabilmesi için eklemlerin sahip olabilmesi gereken açı değerilerinin hesaplanmasıdır. Bu çalışmada Ters Kinematik problemi Analitik Çözüm Yaklaşımı kullanılmıştır.

2 nolu eşitliğin sol tarafı homojen matrislerin seri çarpımını, sağ tarafı ise uç noktanın rotasyon ve oryantasyonunu içinde barındıran homojen matrisi temsil etmektedir.

$$T_0^1.T_1^2.T_2^3.T_3^4.T_4^5 = T_{uç} \quad (3)$$

Yukarıdaki denklemin her iki tarafı $(T_0^1)^{-1}$ ile çarpılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$T_1^2.T_2^3.T_3^4.T_4^5 = (T_0^1)^{-1}\, T_{uç} \quad (4)$$

4 nolu eşitliğin sol tarafı $L_1$ sağ tarafı $R_1$ ile gösterilerek yukarıdaki eşitlikten $L_1(3,2)=R_1(3,2)$ *ve* $L_1(3,4)=R_1(3,4)$ ifadeleri çekilip gerekli düzenlemeler yapılarak $\theta_1$ aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\theta_1 = atan2(px - ox\ d5, -oy\ d5 + py\ ) \quad (5)$$

Aynı eşitlikten $L_1(2,2)=R_1(2,2)$ *ve* $L_1(2,4)=R_1(2,4)$ ifadeleri çekilip gerekli düzenlemeler yapılarak $\theta_2$ aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\theta_2 = acos(\ (oz\ d5 + d1 - pz)/d3) \quad (6)$$

3 nolu eşitliğin her iki tarafı $(T_1^2)^{-1}$ ile çarpılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$T_2^3.T_3^4.T_4^5 = (T_1^2)^{-1}\,(T_0^1)^{-1}.T_{uç} \quad (7)$$

Yukarıdaki eşitliğin sol tarafı $L_2$ sağ tarafı $R_2$ ile gösterilerek yukarıdaki eşitlikten $L_2(3,4)=R_2(3,4)$ ifadesi çekilip gerekli düzenlemeler yapılarak $\theta_4$ aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\theta_4 = \text{acos}(((d1 - pz)\cos(\theta_2) + (px\ cos(\theta_1) + py\ sin(\theta_1))\sin(\theta_2) - d3)/d5) \quad (8)$$

8 nolu eşitlikten $L_2(3,2)=R_2(3,2)$ *ve* $L_2(3,4)=R_2(3,4)$ ifadeleri çekilip gerekli düzenlemeler yapılarak $\theta_3$ aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\theta_3 = atan2(ox\cos(\theta_1)\cos(\theta_2) + oy\cos(\theta_2)\sin(\theta_1) + oz\sin(\theta_2),\ oy\cos(\theta_1) - ox\sin(\theta_1)) \quad (9)$$

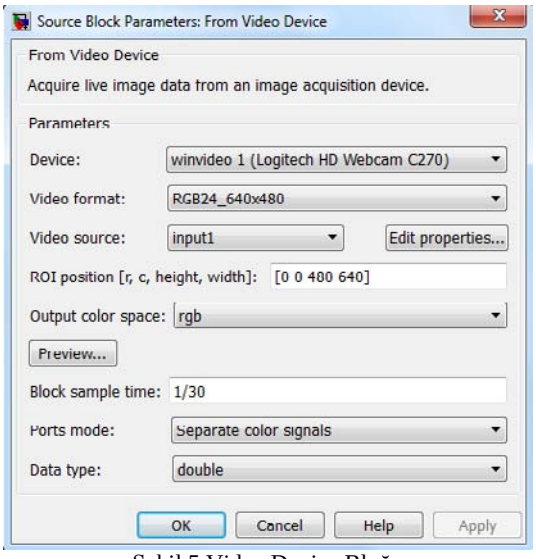
9 nolu eşitlikten $L_2(3,1)=R_2(3,1)$ *ve* $L_2(3,3)=R_2(3,3)$ ifadeleri çekilip gerekli düzenlemeler yapılarak $\theta_5$ aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\theta_5 = atan2(-az\cos(\theta_2) + ax\cos(\theta_1)\ \sin(\theta_2) + ay\sin(\theta_1)\sin(\theta_2)\ , -nz\cos(\theta_2) + az\cos(\theta_1)\ \sin(\theta_2) + nz\sin(\theta_1)\sin(\theta_2)) \quad (10)$$

## 4. GÖRÜNTÜ İŞLEME

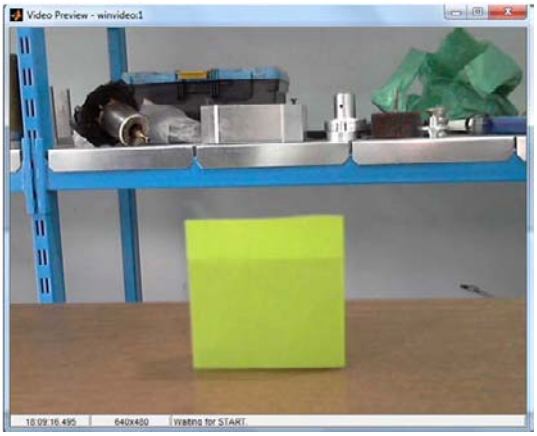
Günümüzde birçok uygulamada algılayıcı olarak video kamera tarzı elemanlar kullanılmaktadır. Video kamera ile elde dilen görüntü üzerinde yüksek-düşük seviye programlama dilleri ile görüntü işleme teknikleri kullanılmaktadır. Kullanılan bu teknikler ile amaçlanan hedefe uygun görüntü içerisinden yararlı bilgiler elde edilmektedir. Bu çalışmada Matlab-Simulink programı ile gerçek zamanlı görüntü işleme teknikleri kullanılmıştır.

Matlab-Simulink 'Görüntü İşleme Araç Kutusu' ile bilgisayara bağlı olan web kameradan veri almak için "video device" bloğu kullanılmıştır. Bu blokta video formatı olarak RGB ve boyut olarak 640x480 seçilmiştir (Şekil-5).



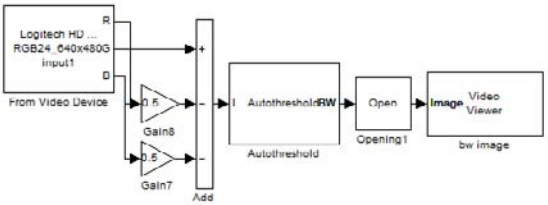

Şekil 5 Video Device Bloğu

Bu çalışmada 5x5 cm boyutlarında yeşil renkli bir cisim kullanılmıştır. Web kameradan elde edilen cismin görüntüsü aşağıdaki Şekil-6'da görülmektedir.

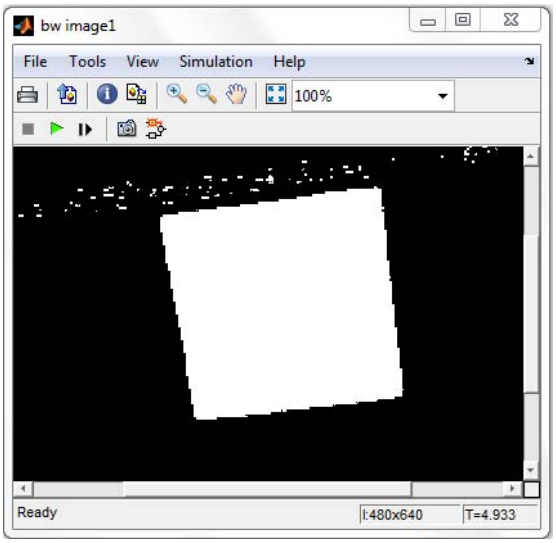



Şekil 6 Kullanılan cismin webcam görüntüsü

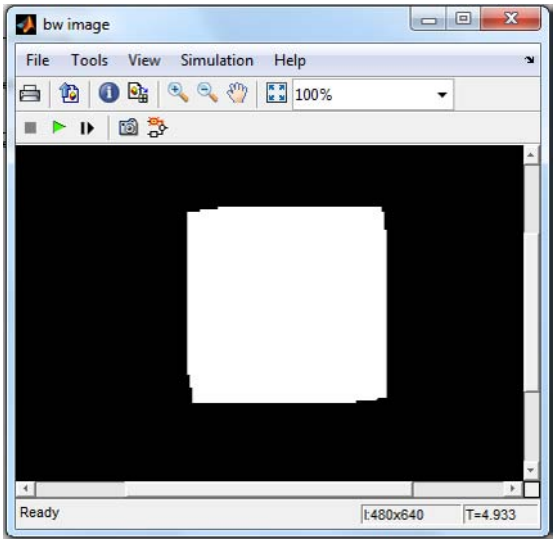
Video kameradan RGB formatında ayrı ayrı alınan görüntünün RGB değeri belli katsayılarla çarpılarak tek değer elde edilmiştir. Burada kat sayılar yeşil rengi arka plandan ayıracak şekilde seçilmiştir. Elde edilen değer uygun eşik değerinden geçirilerek siyah-beyaz görüntü elde edilmiştir. Blok diyagramı Şekil-'de gösterilmiştir. Elde edilen siyah-beyaz görüntünün üzerindeki bozucu etkileri giderip daha kaliteli bir görüntü elde etmek için açma (opening) morfolojik işlemi geçekleştirilmiştir (Şekil-8-9).




Şekil 7 Açma işleminin blok diyagramı



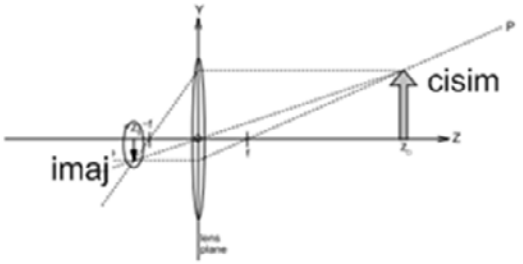

Şekil 8 Açma işleminden önceki görüntü




Şekil 9 Açma işleminden sonraki görüntü

Cismin konum koordinatlarını hesaplayabilmek için görüntü işleme ile istenilen görüntü elde edilmiştir. Elde edilen siyah-beyaz görüntü "blob analysis" bloğu kullanılarak cismin merkezi ve alanı hesaplanmıştır.

Lens kanununa göre cisim ile imaj arasındaki ilişki aşağıda Şekil-10'da gösterilmiştir. Burada z-ekseni kameranın optik eksenidir.




Şekil 10 Cisim ile imaj arasındaki ilişki

Lens kanununa göre değişkenler aşağıdaki şekilde ifade edilir [14].

$$\frac{1}{z_o} + \frac{1}{z_i} = \frac{1}{f} \quad (11)$$

$z_o$ : cismin uzaklığı
$z_i$ : imajın uzaklığı
f : odak uzaklığı

İmajın yüksekliği $y_i$ , cismin yüksekliği $y_o$ ile aşağıdaki şekilde ilişkilidir:

$$M = \frac{y_i}{y_o} = \frac{f}{f - z_o} \quad (12)$$

Şekil-10'daki üçgenler kullanılarak cismin koordinat sistemi (x,y,z) ile imaj düzlemindeki $x_i$-$y_i$ arasındaki bağıntılar aşağıdaki gibi ifade edilir.

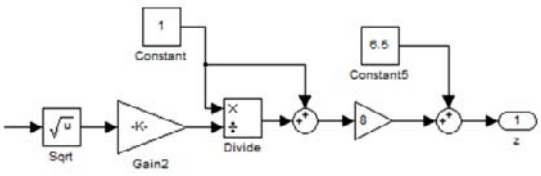
$$x_i = \frac{f\,x}{f - z} \quad (13)$$

$$y_i = \frac{f\,y}{f - z} \quad (14)$$

Eşitlik 12-13 kullanılarak $z_o$ aşağıdaki şekilde hesaplanır

$$z_o = f\left(1 - \frac{1}{M}\right) \quad (15)$$

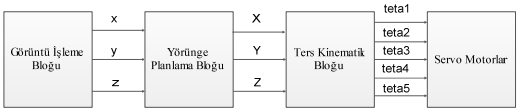
Elde edilen denklem ile cismin kameraya olan uzaklığı matematiksel olarak hesaplanabilir. Bu denkleme ait Matlab-Simulink bloğu aşağıdaki gibidir (Şekil-11).




Şekil 11 Cismin kameraya olan uzaklığını hesaplayan blok

## 5. UYGULAMA

Bu çalışmada yeşil renkli kare cisim kamera görüntü alanı içerisinde sabit bir noktada tutulmuştur. Görüntü işleme bloğu ile cismin x-y-z koordinatları hesaplanmıştır. Bu koordinatlar robot kolunun ters kinematiğinin hesaplandığı bloğa gönderilip bunlara karşılık gelen herbir eklemin açısal yer değiştirmesi hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler uygun dönüşümler yapılarak motorlara gönderilip kolun cismin olduğu noktaya hareket etmesi sağlanmıştır. İlgili blok diyagramı Şekil-12'de gösterilmiştir.



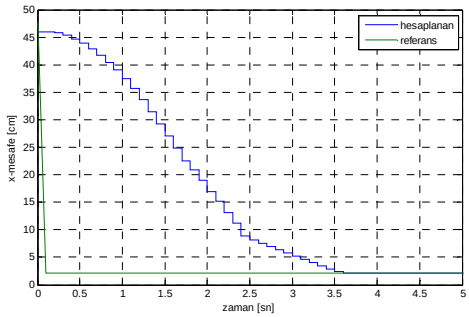

Şekil 12 Robot kolu blok diyagramı

Servo motorları sürmek için 16 bitlik veriler uygun adreslere dijital veri paketi halinde gönderilmektedir. Veriler 0.05 örnekleme zamanı kullanılarak puls şeklinde gönderilmiştir.

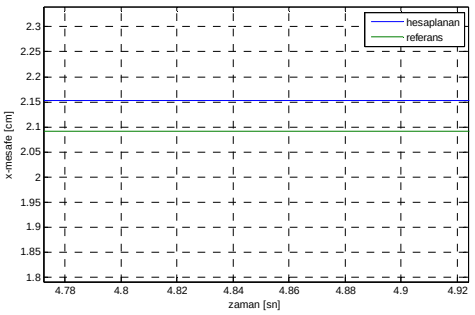
Cismin görüntü işleme bloğu kullanılarak kolun temel eksenine göre x-y-z konumu aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

x = 2. 09 cm
y = 34.07 cm
z =-5.97 cm

İleri kinematik kullanılarak hesaplanan o anki x-y-z ile referans x-y-z arasındaki değişim şekil-13-14-15'de gösterilmiştir.

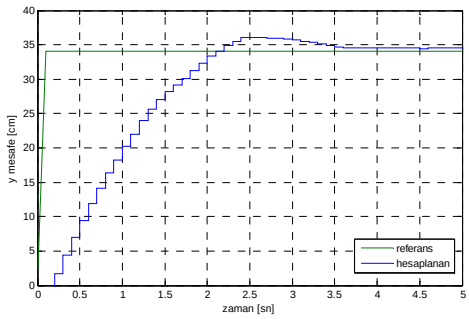



(a)

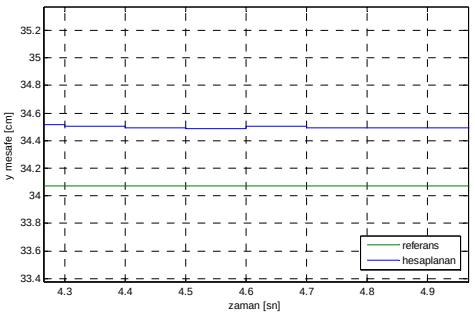



(b)

Şekil 13 (a) hesaplanan ve referans x değeri (b) x değerinin yakınlaştırılmış gösterimi

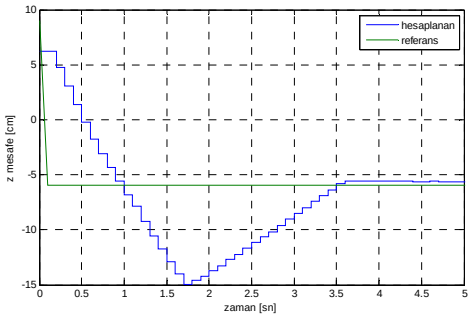



(a)

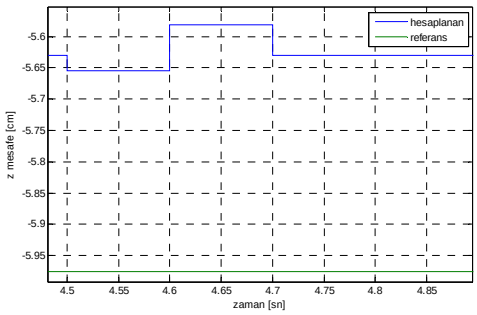



(b)

Şekil 14 (a) hesaplanan ve referans y değeri (b) y değerinin yakınlaştırılmış gösterimi



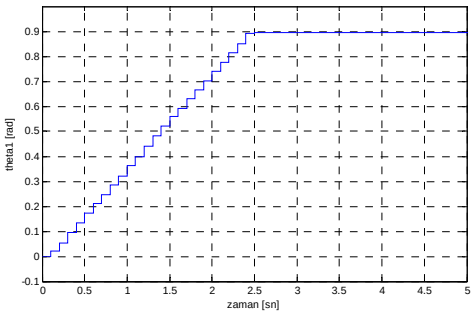

(a)



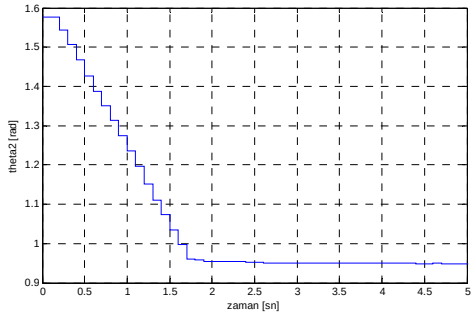

(b)

Şekil 15 (a) hesaplanan ve referans z değeri (b) z değerinin yakınlaştırılmış gösterimi

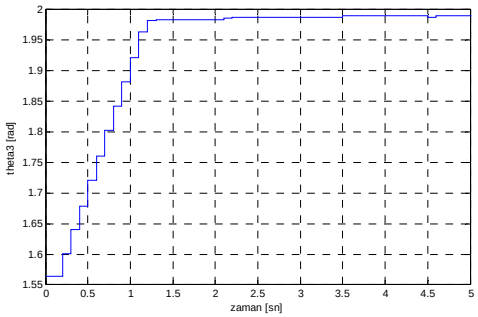
Bu değerlere karşılık gelen her bir motorun açısal yerdeğiştirmesi aşağıdaki grafiklerde verilmiştir.



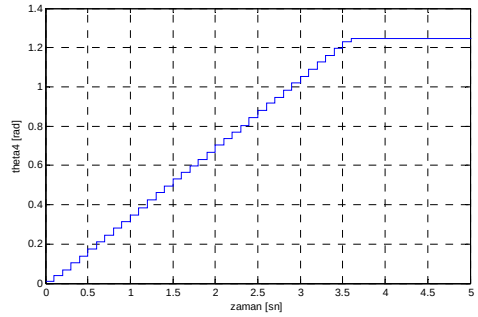

Şekil 16 $\theta_1$ açısal yer değiştirmesi



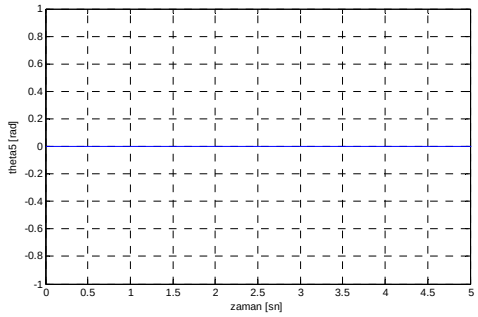

Şekil 17 $\theta_2$ açısal yer değiştirmesi




Şekil 18 $\theta_3$ açısal yer değiştirmesi




Şekil 19 $\theta_4$ açısal yer değiştirmesi




Şekil 20 $\theta_5$ açısal yer değiştirmesi

## 6. SONUÇLAR

Bu çalışmada Görsel Servo Motor Kontrol tekniği kullanılarak robot kolunun uç elemanının hedeflenen bir koordinat değerine getirilmesi hedeflenmiştir. Çalışma, Matlab-Simulink programı ile gerçek zamanlı olarak 5 sn'de gerçekleştirilmiştir.

Hedeflenen uç elemanın kartezyen koordinatları web kameradan elde edilen değerler aracılığıyla aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$x_{ref}$ = 2. 09 cm
$y_{ref}$ = 34.07 cm
$z_{ref}$ = -5.97 cm

Motorlardan alınan açısal yerdeğiştirme değerlerinden ileri kinematik bloğu kullanılarak uç elemanın gerçekleştirilen x-y-z değerleri aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

x = 2. 15 cm
y = 34.49 cm
z =-5.67 cm

Hata miktarları aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

$x_{hata} = x - x_{ref} = 0.06$ cm
$y_{hata} = y - y_{ref} = 0.42$ cm
$z_{hata} = z - z_{ref} = 0.3$ cm

Sakarya Üniversitesi BAP birimi tarafından yeni desteklenmeye başlanan bir proje kapsamında yapılan bir çalışma olmasına rağmen elde edilen hatalar kabul edilebilir boyutlarda görülmektedir. Devam eden proje kapsamında yapılacak çalışmalarla bu hatalar daha düşük değerlere çekilecektir.

Devam edecek çalışmalarda sonuçların değişik kontrol algoritmalarıyla desteklenmesi planlanmaktadır. Elde edilen hata değerleri daha da minimize edilebilecektir.

## 7. TEŞEKKÜR

Bu çalışma SAÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonu tarafından desteklenmiştir (Proje no: 2012-50-02-040). Yazarlar olarak Sakarya Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyon Başkanlığına teşekkür ederiz.

## 8. KAYNAKLAR

[1] Bischoff R., Graefe V., "HERMES-a versatile personal robotic assistant," Proc. of the IEEE–Special Issue on Human Interactive Robots forPsychological Enrichment, vol. 92, no. 11, pp. 1759–1779, Nov. 2004.

[2] Han J.D., Zeng S.Q., Tham K.Y., Badgero M., Weng J.Y., "Dav: A Humanoid Robot Platform for Autonomous Mental Development", ICDL, 2002.

[3] Tiejun Z., Dalong T., Mingyang Z., "The Development of a Mobile Humanoid Robot with Varying Joint Stiffness Waist", IEEE International Conference on Robotics Automation, 2005.

[4] Asfour T., Berns K., Dillmann R., "The Humanoid Robot ARMAR Design and Control", IEEE, 2000.

[5] Ly D.N., Regenstein K., Asfour T., Dillmann R., "A Modular and Distributed Embedded Control Architecture for Humanoid Robots", IEEE International Conference on Robotics Automation, 2004.

[6] Albers A., Brudniok S., Ottnad J., Sauter C., Sedchaicharn K., "Armar III – Design of the upper body".

[7] Sanderson A. C.,Weiss L. E., "Image-based visual servo control using relational graph error signals," Proceeding IEEE, pp. 1074-1077, 1980.

[8] L. Haoxiang, Wang Y., Silva C. W.," Visual Servoing with LQR Control for Mobile Robots",8th IEEE International Conference on Control and Automation Xiamen, China, June 9-11, 2010

[9] Kato T., Watanabe K., Maeyama S., "Trajectory Tracking Control of Mobile Robots by an Image-based Fuzzy Controller", SICE Annual Conference, Waseda University, Tokyo, Japan, 2011 September 13-18, 2011.

[10] Malis E., Boudet F. S., "Positioning a coarse-calibrated camera with respect to an unknown object by 2D ½ visual servoing," Proceeding of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Vol. 1, pp. 1352-1359, 1998.

[11] Luca A. D., Oriolo G., Giordano P. R., "Image-based visual servoing schemes for onholonomic mobile manipulators," Robotica, vol. 25, no. 2,pp. 131–145, 2007.

[12] Wang Y., , Haoxiang L., Silva C. W., "A Hybrid Visual Servo Controller for Robust Grasping by Wheeled Mobile Robots", IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, VOL. 15, NO. 5, OCTOBER 2010

[13] Zhao T., Yuan J., Zhao M., Tan D., "Research on the Kinematics and Dynamics of a 7-DOF Arm of Humanoid Robot", International Conference on Robotics and Biomimetics, İEEE, 2006.

[14] Corke P., Robotics, Vision and Control: Fundamental Algorithms in MATLAB, Springer,2011.

# BİR YAY KÜTLE SİSTEMİNİN GENİŞLETİLMİŞ ÖNGÖRÜLÜ KENDİNDEN UYARLAMALI KONTROL YÖNTEMİ (EPSAC) İLE GERÇEK ZAMANLI KONTROLÜ

Nurhan GÜRSEL ÖZMEN

Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 61080, Trabzon
gnurhan@ktu.edu.tr

## ÖZET

Endüstriyel uygulamalarda ortaya çıkan titreşimlerin en kısa sürede ve az enerji harcanarak sönümlenmesi büyük önem arz etmektedir. Bu nedenle bu çalışmada bir yay kütle sisteminin titreşimlerinin sönümlenmesi için Model Tabanlı Öngörülü Kontrol yönteminin özel hali olan Genişletilmiş Öngörülü Kendinden Uyarlamalı Kontrol (EPSAC) yaklaşımı kullanılmıştır. Çalışmanın amacı sistemdeki kütlelerin konumunun gerçek zamanlı kontrolü yapılırken, motorun sağladığı voltaja karşılık oluşan aşımların ve titreşimlerin en aza indirilmesidir. Sistem aktif süspansiyon sistemlerini temsil edecek şekilde, tek kütleli ve iki kütleli olarak düzenlenmiştir. Elde edilen benzetim ve deneysel sonuçlar PID kontrol yöntemi ile elde edilen sonuçlarla da kıyaslanmıştır. EPSAC yönteminin geleneksel PID kontrolcüye göre sistemdeki titreşimleri daha kısa sürede sönümlediği görülmüştür. Her iki düzenleme için öngörü ufku uzadıkça, sistemin cevabı daha hızlı olmaktadır, fakat aşımlar %10'u geçmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Yay-kütle sistemi, MBPC-EPSAC, PID

# A REAL TIME CONTROL OF A SPRING MASS SYSTEM WITH EXTENDED PREDICTION SELF ADAPTIVE CONTROL (EPSAC) METHOD

## ABSTRACT

This study contains the implementation of an EPSAC approach to the MBPC on a mechanical spring-mass system. The purpose of the work is the real-time control of the position of the masses and to minimize the overshoots and oscillations due to the input voltage given by the motor. The system is arranged as single mass and double mass configurations so as to define the active suspension systems. The simulation results are compared with the experimental results and it is concluded that the EPSAC method minimizes the oscillations faster than the PID method. For both configurations, as the prediction horizon gets longer, the response is quicker but the overshoot becomes more than 10%.

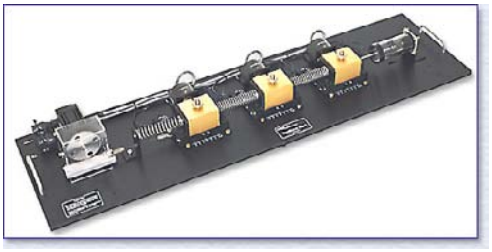
**Keywords:** Spring-mass system, MBPC-EPSAC, PID

## 1. GİRİŞ

Bir sistemin belirli kısıtlar altında ve belirli kontrol yöntemlerine uygun olarak kontrol edilmesi oldukça zor bir iştir. Sınırlandırılmış sistemler için hem teoride hem de pratikte başarı sağlayan yöntemlerden biri de Model Tabanlı Öngörülü Kontroldür (MBPC). Model tabanlı öngörülü kontrol, bir dizi ölçütlere sahip maliyet fonksiyonunun minimize edildiği bir matematiksel optimizasyon problemidir [1]. MBPC, ilk ortaya çıktığı yıllarda özellikle petro-kimya endüstrisinde yaygın şekilde kullanılsa da, günümüzde robotlardan biyomedikal uygulamalara kadar pek çok alanda başarılı bir şekilde uygulanmaktadır [2,3,4]. Bu süreçte MBPC'nin pek çok farklı uyarlaması geliştirilmiştir. Bu uyarlamalar sadece kullanılan sistem modeli, gürültü modelleri ve minimize edilecek olan ölçütler bakımından farklılık gösterirler. Genişletilmiş Öngörülü Kendinden Uyarlamalı Kontrol **(**EPSAC) yöntemi MBPC'nin özel bir halidir ve pek çok uygulamada etkinliği kanıtlanmıştır [4-6]. Bu çalışmada EPSAC metodu ile konum kontrolü yapılan basit bir aktif süspansiyon sistemine ait sonuçlar sunulmuştur. Sonuçlar klasik bir PID kontrolcü sonuçları ile kıyaslanmıştır.

## 2. Yay Kütle Sistemi

Yay kütle sistemleri, tüm mekanik sistemlerde ve özellikle araçlarda titreşimlerin sönümlenmesi için yaygın bir şekilde kullanılan sistemlerdir. Taşıtlarda, yoldan ve mekanik aksamdan kaynaklanan titreşimler hem aracı, hem de taşıdığı yolcu ve yükleri olumsuz etkiler. Ayrıca sürüş güvenliği de olumsuz etkilenir. Bu nedenle, özellikle taşıtlarda aktif süspansiyon kontrolü sağlamak için literatürde PID, Bulanık Mantık ve Uyarlanabilir Kontrol uygulamaları mevcuttur [7-10] . Bu çalışmada Şekil 1'de görülen ECP Systems'e ait Model 210 deney düzeneği için tek kütleli ve iki kütleli düzenleme için gerçek zamanlı kontrol uygulanmıştır. Düzenek üzerinde ayarlanabilir kütleler, farklı yay katsayılarına sahip yaylar ve pnömatik bir damper mevcuttur. Sistem fırçasız bir motor ve yüksek çözünürlüklü enkoderler ile harekete geçirilir. Düzeneğin beraberinde gerçek zamanlı işlemlerin verilerini almamıza yarayan bir dijital işaret işleyici (DSP) vardır.



Şekil 1. Elektromekanik deney düzeneği

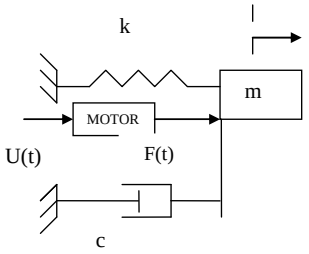
Ayrıca ECP Executive adı verilen gerçek zamanlı kontrole olanak tanıyan bir yazılımı sayesinde farklı düzenlemeler için kontrol gerçekleştirilebilmektedir. Deney düzeneği üzerinde açık ve kapalı döngü kontrole imkan tanıyan seçenekler mevcuttur.

Bu uygulama için seçilen parametreler Tablo 1'de verilmiştir. Örnekleme zamanı $T_s$, cihaz 0.000884 saniye'nin katlarına imkan tanıdığından, 0.01768 saniye olarak alınmıştır.

### 2.1. Mekanik Sistemin Modellenmesi

#### 2.1.1. Tek kütleli sistem

Bu durumda sistem tek giriş-tek çıkışlı bir sistemdir. Sistem girişi *u(t),* motora verilen voltajdır (Volt). Çıkış *y(t)* ise kütlenin konumunu (cm) göstermektedir. k, yay sabiti, c ise sönüm katsayısıdır. Sistemin serbest cisim diyagramı Şekil 2'de verilmiştir.




Şekil 2. Tek kütleli sisteme ait serbest cisim diyagramı

Sistemin dinamik denklemleri Newton'un 2. Hareket Kanunu'ndan faydalanılarak aşağıdaki gibi elde edilir.

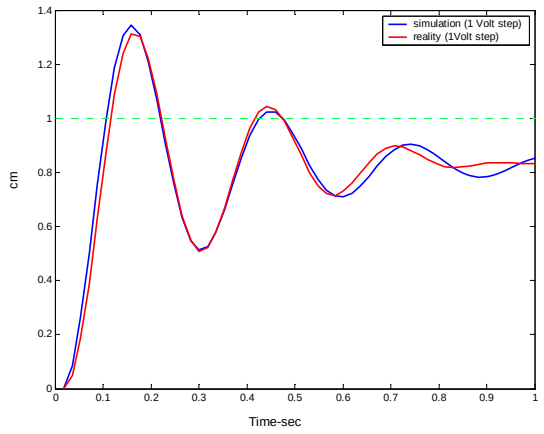
$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F(t) \qquad (1)$$

$$\frac{Y(s)}{F(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + k} \qquad (2)$$

Bu sisteme ait transfer fonksiyonu, modele ARMAX yöntemi uygulanarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$H = \frac{0.08395\ z + 0.03163}{z2 - 1.75\ z + 0.8897} \quad (3)$$

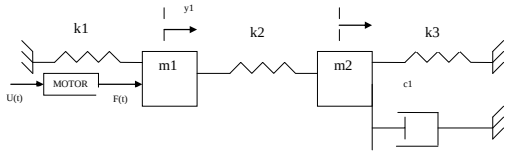
Şekil 3'te tek kütleli sistemin açık döngü basamak cevabı hem benzetim hem de gerçek sistem için sunulmuştur.




Şekil 3. Benzetim ve gerçek sistemin açık döngü basamak cevabı

2.1.2. İki kütleli sistem

Bu düzenleme, ¼ otomobil süspansiyon sistemlerinin dinamik modellenmesine daha uygundur. Sistem tek girişli ve iki çıkışlı olarak değerlendirildiğinde, giriş yine motora verilen voltaj, çıkışlar ise birinci ve ikinci kütlenin yer değiştirmeleridir. Elektrik motorunun davranışı tek bir statik kazanç olarak ifade edilmiştir. Şekil 4'te iki kütleli sistemin serbest cisim diyagramı görülmektedir. Şekil 5'te ise iki kütleli gerçek sistemin açık döngü basamak cevabı verilmiştir.




Şekil 4. İki kütleli sisteme ait serbest cisim diyagramı

Sistemin dinamik denklemleri Newton'un 2. hareket kanunundan faydalanılarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$m_1\ddot{y}_2 + c_1\dot{y}_1(k_1 + k_2)y_1 - k_2y_2 = F(t) \quad (4)$$

$$m_2\ddot{y}_2 + (c_2 + c_d)\dot{y}_2 + (k_2 + k_3)y_2 - k_2y_1 = 0 \quad (5)$$

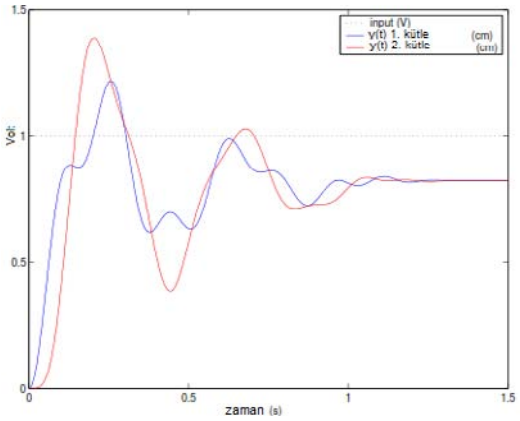
$$\frac{Y_2(s)}{F(s)} = \frac{k_2}{A(s)} \quad (6)$$

$$\frac{Y_1(s)}{F(s)} = \frac{m_2s^2 + (c_2 + c_d)s + k_2 + k_3}{A(s)} \quad (7)$$

Sistemin transfer fonksiyonu model üzerinden birinci ve ikinci kütle için aşağıdaki gibi elde edilir.

$$H1 = \frac{1.71s^2 + 11.83s + 1280}{3.306s^4 + 33.33s^3 + 5394s^2 + 27625s + 1.436e006} \quad (8)$$

$$H2 = \frac{830}{1.71s^2 + 11.83s + 1280} \quad (9)$$




Şekil 5. Gerçek sistemin $m_1$ ve $m_2$ için açık döngü basamak cevabı

Sistem parametreleri Tablo 1'de sunulmuştur.

Tablo 1. Sistem parametreleri

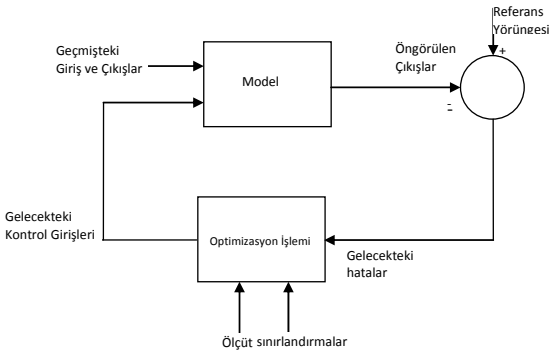
| | | |
|---|---|---|
| $m_1$ | 1.9 kg | 1. kütle |
| $m_2$ | 1.74 kg | 2. kütle |
| $k_1$ | 830 N/m | 1.yay sabiti |
| $k_1$ | 830 N/m | 2.yay sabiti |
| $k_3$ | 450 N/m | 3.yay sabiti |
| $c_1$ | 6.24 N/m/s | 1.sönüm katsayısı |
| $c_2$ | 4.83 N/m/s | 2.sönüm katsayısı |

## 3. Model Tabanlı Öngörülü Kontrol (MBPC)

MBPC yöntemi, sistemin gelecekteki davranışını optimize etmek için uygulanması gereken kontrol dizisini hesaplayan bir kontrolör sınıfını niteler. Bu yöntemin temel adımları şu şekildedir:

- Sistem modelinden faydalanılarak öngörü ufku adı verilen, N, belirlenmiş bir ufuk boyunca gelecekteki sistem yanıtı hesaplanır. Bu öngörülen yanıtlar *y(t + k | t), k=1….N,* o ana kadar bilinen değerler, o andaki sistem cevabı ve gelecekteki kontrol çıkışları, *u(t + k | t)* , *k=1….N-1,* kullanılarak hesaplanır**.**
- Geleceğe dair kontrol işareti dizisi, ortaya koyulmuş olan ölçütleri minimumlaştırırken, genellikle öngörülen sistem çıkışı ile referans yörüngesi arasındaki hata minimumlaştırılarak hesaplanır.
- O andaki kontrol sinyali u(t | t), sisteme uygulanır. Bir sonraki örnekleme zamanında ölçülür ve birinci adım tekrarlanır. Böylece *u (t+1 | t+1)* kontrol sinyaline cevap kaydırma yöntemiyle ile hesaplanır. Minimumlaştırılan ölçüt genellikle sistem çıkışı ile referans yörüngesi arasındaki hatanın karesel fonksiyonudur.

Model tabanlı öngörülü kontrol yönteminin temel yapısı Şekil 6'de verilmiştir. Buna göre, sistemin gelecekteki cevaplarını öngörmek için, önceki sistem giriş ve çıkışları ve öngörülen kontrol girişlerine bağlı olarak geliştirilen bir model kullanılır.

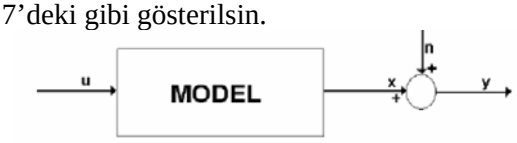



Şekil 6. MBPC temel yapısı

Sistem dinamiklerini tanımlamak için kullanılan sistem modelleri Transfer Fonksiyonu Modeli, Durum Uzayı Modeli, Basamak Yanıtı Modeli ve Darbe Yanıtı Modeli şeklinde seçilebilir.

### 3.1. MBPC Elemanları

Genelde MBPC algoritmalarının çoğu, farklı seçimlere göre değişiklik gösteren ortak elemanları kullanırlar. Bu elemanlar, Öngörü modeli, Sistem modeli ve Bozucu modelinden oluşmaktadır [1]. Herhangi bir sistem Şekil 7'deki gibi gösterilsin.




Şekil 7. Sistem modeli

Sistem modeli (1) bir eşitliği ile tanımlanır.

$$y(t)= x(t) + n(t) \qquad (10)$$

Burada,

$y(t)$: (ölçülen) sistem çıktısı

$u(t)$: sistem girişi

$x(t)$: model çıktısı

$n(t)$: sistem/model bozucusudur.

*Öngörü Modeli:* Sistemi tanımlamak için seçilen modeli, öngörüleri hesaplama yeteneğine sahip olmalı, aynı zamanda teorik gelişmeye de imkân tanımalıdır.

*Sistem Modeli:* Darbe yanıtı modeli ve Transfer Fonksiyonu Modeli, EPSAC uygulamalarında en yaygın kullanılan modellerdir. Transfer Fonksiyonu Modelinde G=B/A formülüne göre,

$$A(q^{-1})= 1+ a_1q^{-1}+ a_2q^{-2}+\ldots\ldots+a_{na}q^{-na} \qquad (11)$$

$$B(q^{-1})= b_1q^{-1}+ b_2q^{-2}+\ldots\ldots+b_{nb}q^{-nb} \qquad (12)$$

A ve B polinomları verildiğinde, t anındaki öngörü aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\hat{y}(t+k|t) = \frac{B(q^{-1})}{A(q^{-1})}u(t+k|t) \qquad (13)$$

*Bozucu Modeli:* model bozucusu, $n(t)$, model çıktısı $x(t)$'de olmayan fakat ölçülen çıktı $y(t)$'de var olan tüm etkileri kapsar. Bu model CARIMA modeli olarak bilinir. Tüm bozucular stokastik yapıdadırlar. Bu nedenle sistem renkli gürültü ile modellenebilir.

$$n(t) = \frac{C(q^{-1})}{D(q^{-1})}e(t) \qquad (14)$$

e(t): Beyaz gürültü

$$C(q^{-1}): 1 + c_1q^{-1}+ \ldots\ldots+ c_{nc}\ q^{-n_c} \qquad (15)$$

$$D(q^{-1}): 1 + d_1q^{-1} + \ldots\ldots+ d_{nd}q^{-n_d}, \qquad (16)$$

$\Delta = 1 - q^{-1}$ , integrator

$q^{-1}$ ,geri kaydırma operatörü.

Genellikle sabit bir bozucu terimi kullanılır.

$$\frac{C(q^{-1})}{D(q^{-1})} = \frac{1}{(1-q^{-1})} \quad (17)$$

### 3.2. Genişletilmiş Öngörülü Kendinden Uyarlamalı Kontrol Yöntemi (EPSAC)

Model tabanlı öngörülü kontrolün bir uyarlaması olan EPSAC yönteminde sistem aşağıdaki transfer fonksiyonu ile modellenir [11].

$$A(q^{-1})y(t) = B(q^{-1})u(t) + n(t) \quad (18)$$

Sistem modeli olarak (1) eşitliği alınsın.

Ssitemdeki bozucu *n(t)* 'nin o andaki değeri

$$n(t) = y(t) - x(t) \quad (19)$$

elde edilir. Bozucunun önceki değerleri veritabanında olduğundan, bozucu için öngörülen değer aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$n(t+k \mid t) = \frac{C(q^{-1})}{D(q^{-1})} n_f\,(t+k \mid t) \quad (20)$$

$n_f(t)$ , ortalaması sıfır olan beyaz gürültüdür.

$C(q^{-1}) / D(q^{-1})$ bir tasarım filtresidir.

#### I. Öngörü Algoritması

Sistem girişi *u(t)* ile model çıktısı *x(t)* arasında, daha önceki girişler, *{u(t-1),u(t-2),…}* ve çıktılara, *{x(t-1), x(t-2),…}* bağlı dinamik bir ilişki vardır. Dinamik sistem modeli aşağıdaki eşitlikle verilebilir.

$$x(t) = f[x(t-1), x(t-2),\ldots, u(t-1), u(t-2),\ldots] \quad (21)$$

*t* anındaki sistem çıktısı olan *y(t+k)*'yı öngörme işlemi *{ y(t+k | t), k=1… $N_2$}*, ile tanımlanır. $N_2$ öngörü ufkudur. Model ve bozucunun (*t+k*) anındaki çıktıları bozucu modeli (20) ve sistem modeli (21) kullanılarak elde edilir.

(*t+k*) anındaki sistem çıktısı, model çıktısı olan *x(t+k| t)* ve sistem bozucusu *n(t+k|t)*'ya bağlı olarak aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$y(t+k \mid t) = x(t+k \mid t) + n(t+k \mid t) \quad (22)$$

#### II. Kontrol Algoritması

(22)'deki üçüncü parametrenin öngörülmesi $y_{base}$ ve $y_{opt}$ olarak adlandırılan iki temel kavrama bağlıdır.

$y_{base}$ , *t+k* anında $u_{base}(t+k \mid t)$ girişine sahip sistem modeline eşittir.

$y_{opt}(t+k \mid t)$ ise gelecekteki kontrol adımlarının $\{\delta u(t+k \mid t)$, k=0,…$N_2$-1$\}$, $\delta u(t+k \mid t) = u(t+k \mid t) - u_{base}(t+k \mid t)$ ile optimizasyonunun etkisidir. Buna göre $y_{opt}(t+k \mid t)$ bir dizi darbe girişi ve bir basamak girişinin kümülatif etkisidir.

$$y_{opt}(t+k \mid t) = h_k\,\delta u(t \mid t) + h_{k-1}\,\delta u(t+1 \mid t) + \ldots + g_{k-Nu+1}\,\delta u(t+_{Nu}-1 \mid t) \quad (23)$$

*h* ve *g* birim darbe ve birim basamak cevaplarının katsayılarıdır.

$$h_0 = h_{-1} = h_{-2} = \ldots = g_0 = g_{-1} = g_{-2} = \ldots = 0 \quad (24)$$
$$h_k = g_k - g_{k-1}.$$

$$\mathbf{Y_{opt} = G.U} \quad (25)$$

Asıl EPSAC eşitliği $y_{base}$ ve $y_{opt}$'nin toplamından elde edilir.

$$\mathbf{Y = Y_{base} + Y_{opt}} = \bar{Y} + \mathbf{G.U} \quad (26)$$

Bu eşitliklerdeki parametreler aşağıdaki verilmiştir.

$$Y = [y(t+N_1 \mid t)....y(t+N_2 \mid t)]^T$$
$$\bar{Y} = [y_{base}(t+N_1 \mid t)....y_{base}(t+N_2 \mid t)]^T$$
$$U = [\delta u(t \mid t)....\delta u(t+N_u-1 \mid t)]^T$$
$$G = \begin{bmatrix} h_{N_1} & h_{N_1-1} & \ldots & g_{N_1-N_u+1} \\ h_{N_1+1} & h_{N_1} & \ldots & \ldots \\ ..... & ..... & \ldots & \ldots \\ ..... & ..... & \ldots & \ldots \\ h_{N_2} & h_{N_2-1} & \ldots & g_{N_2-N_u+2} \end{bmatrix} \quad (27)$$

Bundan sonraki aşamada, kontrol çıktısı maliyet fonksiyonu minimize edilerek hesaplanır. Referans yörünge için, R ile gösterilen maliyet fonksiyonu, aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\sum_{k=N_1}^{N_2} \left[ r(t+k \mid t) - y(t+k \mid t) \right]^2 = (R-Y)^T (R-Y) \quad (28)$$
$$= \left[ (R-\bar{Y}) - GU \right]^T \left[ (R-\bar{Y}) - GU \right]$$

Tasarım parametreleri:
*N1:* Minimum öngörü ufku
*N2:* Maksimum öngörü ufku
(*N2=N1+1…N1+10*).
*Nu:* Kontrol ufku (Nu=1).
U değeri minimum olarak elde edildikten sonra aşağıda verilen optimum çözüme ulaşılır.

$$\mathbf{U}^* = (\mathbf{G}^T\mathbf{G})^{-1}\mathbf{G}^T(\mathbf{R}-\bar{Y}) \quad (29)$$

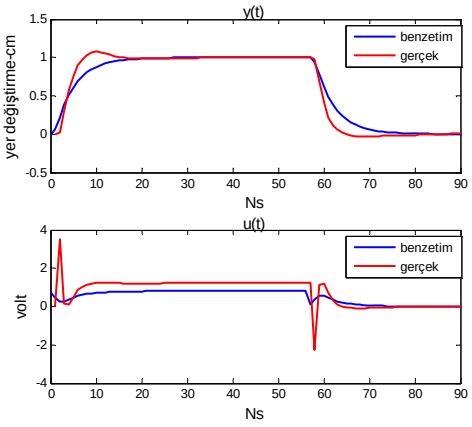
Bir sonraki örnekleme adımı olan *t+1*, şimdiye kadar sıralanan tüm adımlar *y(t+1)* değeri dikkate alınarak tekrarlanır ve yeni bir kontrol değeri hesaplanır.
Bozucu tasarımı için (14)'te verilen sabit değer alınır.

## 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

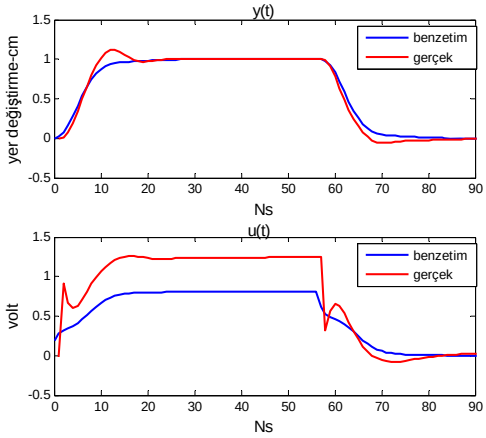
Bu çalışmada, motorun verdiği voltaja göre, farklı öngörü ufku seçilerek, kütlelerin konum kontrolü yapılmış. EPSAC yönteminin özelliği olan öngörü ufku değiştirilerek, sistemin cevabı değerlendirilmiştir. Öngörü ufku $N_2$=2, 5, 10 için 2500 DAC counts( = 0.763 V) olarak verilen girişe karşılık elde edilen yer değiştirme grafikleri sunulmuştur.

Öngörü ufku kısa seçildiğinde $N_2$=2, birinci kütle istenen değere 0.35 saniyede ulaşmaktadır. Başlangıçta motordan büyük bir tork çıkışı olmakta, bir kaç saniye sonra bu değer 1 Voltta dengelenmektedir. Referans değeri sıfır seçildiğinde de aynı yüksek tork çıkışı negatif bölgede de olup, sonra dengelenmektedir. Bu durum Şekil 8'de görülmektedir. Öngörü ufku uzadıkça, sistem istenen değere daha kısa sürede ulaşmaktadır fakat bu durumda aşım değeri de 1 cm'nin üzerinde olmaktadır. Şekil 9'da, $N_2$=5 için referansa ulaşma süresinin 0.25 sn ve Şekil 10'de $N_2$=10 için 0.15 sn olduğu görülmektedir. Öngörü ufku daha da uzatıldığında, $N_2$=15 gibi, benzetim de görülmemesine rağmen, geçek sistemin cevabında aşım yine de %10 seviyelerinde olmaktadır.

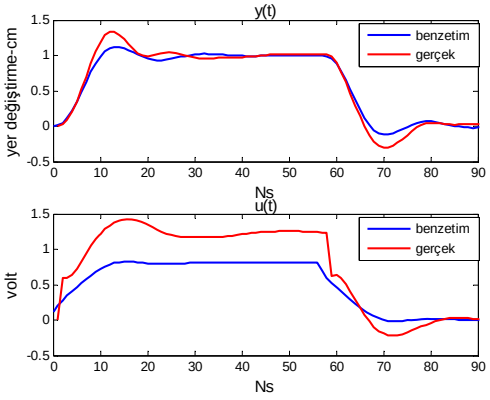
EPSAC yöntemi uygulanarak gerçek zamanlı sistemden elde edilen sonuçlar ve benzetim sonuçları, sisteme gerçek zamanlı uygulanan PID kontrol sonuçları ile karşılaştırılmıştır. En iyi PID parametreleri Kaiser-Rajka ile Kp=0.0446, Ki= 0.0557, Kd=0.0475 olarak elde edilmiştir. $N_2$=5 için, referansa ulaşma süresi PID kontrol ile 1.0608 saniye (60x 0.01768s) olmaktadır. Bu da EPSAC yönteminin daha hızlı cevap ürettiğini göstermektedir. Öte yandan, giriş değeri için, EPSAC'ta başlangıçta motorun ivmelenmesinden kaynaklanan aniden yükselmeler, benzetimde ve PID kontrol yönteminin girişinde görülmemektedir. Bu durum Şekil 11'de verilmiştir.



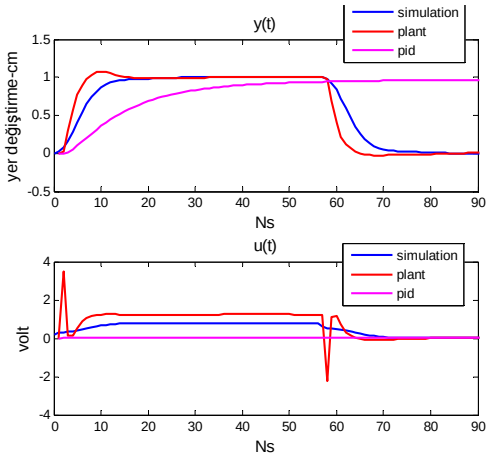

Şekil 8. N1=1 N2=2 Ts=0.01768 s EPSAC




Şekil 9. N1=1 N2=5 Ts=0.01768 s EPSAC

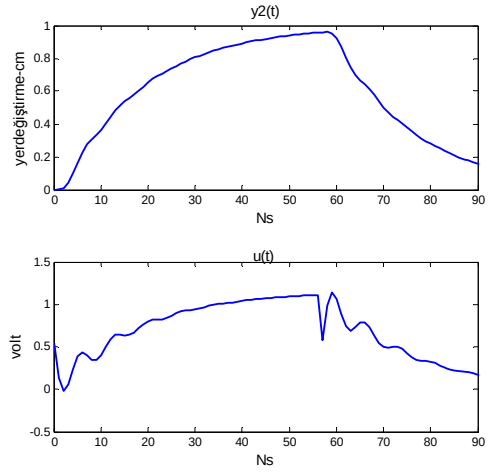



Şekil 10. N1=1 N2=10 Ts=0.01768 s EPSAC



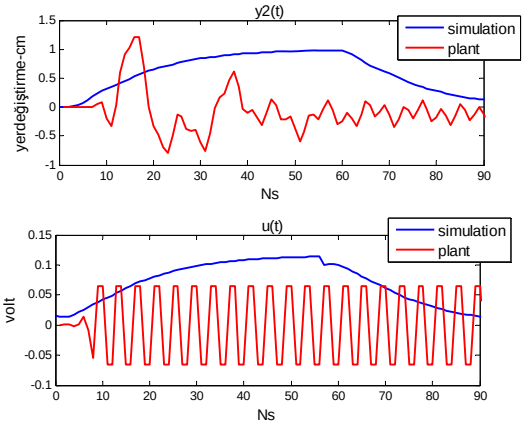

Şekil 11. N1=1 N2=5 Ts=0.01768 s EPSAC ve PID karşılaştırması

İki kütleli sistemin kontrolü de, gerçek ve benzetim olarak gerçekleştirilmiştir. Farklı öngörü ufku için ($N_2$=3, $N_2$=5, $N_2$=10, $N_2$=20) denemeler yapılmıştır. Şekil 12'de benzetim sonuçları gösterilmiştir. Benzetim sonuçlarına göre, kısa öngörü ufku seçildiğinde sistem (40x 0.01768) 0,7072 saniyede kararlı duruma gelmektedir. Fakat giriş kuvveti değişkendir bu nedenle salınımlı görünür. Öngörü ufku uzadıkça sistem daha kısa sürede cevap verir (0.442 saniye). Ayrıca sistem girişi de daha kararlı hale gelir.

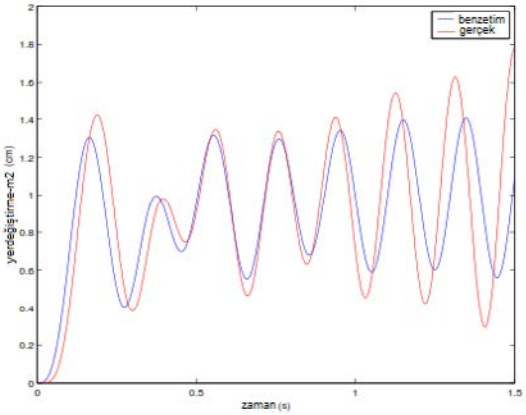



Şekil 12. N1=1 N2=5 Ts= 0.01768 s EPSAC benzetim

Fakat ele alınan sistem için benzetim sonuçları uygun sonuçlar verirken, sistemin gerçek zamanlı cevabı kararsızdır. Bu olaya ait sonuçlar Şekil 13'te sunulmuştur. PID kontrol ile edilen benzetim ve gerçek sistem cevabı da Şekil 14'te görülmektedir. PID kontrolün de kararsız olduğu görülmektedir.




Şekil 13. N1=1 N2=5 Ts= 0.01768 s, $m_2$ için EPSAC benzetim-gerçek




Şekil 14. $m_2$ için PID benzetim-gerçek

Bu kararsızlığın nedeni, deney düzeneğinin modellenmesindeki hatadan kaynaklanabilir. Mevcut model doğrusal sistemler için geliştirildiğinden, sistemde doğrusal olmayan dinamiklerin de dikkate alınması gerekebilir.

## 5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, model tabanlı öngörülü kontrolün uyarlaması olan genişletilmiş öngörülü uyarlamalı kontrol yöntemi basit bir yay-kütle sistemi üzerine uygulanmıştır. Günümüzdeki aktif süspansiyon sistemlerinin kontrol edilmesine yönelik bir çalışmadır. Bu kontrol yöntemi pratikte sıklıkla kullanılan PID kontrol yöntemi ile performans ölçütü ve kararlılık açısından karşılaştırılmıştır. Her iki kütle düzenlemesi uygulamasında da, EPSAC yöntemi hızlı cevap vermektedir. İkinci kütlenin durumu incelenirken, benzetim

sonuçları uygun elde edilirken, gerçek sistemden alınan cevap kararsızdır. Sistem modelinin, doğrusal olmayan durumlar göz önüne alınarak yeniden düzenlenmesi gerekebilir. Uygulaması yapılan EPSAC yönteminin performansı göz önüne alındığında, iyi bir kontrol yöntemi olduğu söylenebilir.

## 6. KAYNAKLAR

1. Camacho, E. F., Bordons, C., Model Predictive Control, Springer-Verlag, 1998.

2. Qina, S. J., Badgwellb, T. A. , A survey of industrial model predictive control technology, Control Eng Pract,11,s.733-64, 2003.

3. Shoukry, Y. et al. An embedded implementation of the Generalized Predictive Control algorithm applied to automotive active suspension systems. Comput Electr Eng 2012,http://dx.doi.org/10.1016/j.compeleceng.2012.09.006.

4. Ionescu, C., et al. An approach to control the blood glucose level in diabetic patients. 2006 IEEE-TTTC International Conference on Automation, Quality and Testing, Robotics, Vol 1, Proceedings: 48-53, 2006.

5. De Keyser, R. , Declercq F.,Multivariable constrained predictive control with improved decoupling properties, UKACC International Conference on Control '98, Vols I&Ii: 618-623,1998.

6. Li, G., Stoten, D. P., Tu, J.Y., Model Predictive Control of Dynamically Substructured Systems with Application to a Servohydraulically-Actuated Mechanical Plant, IET Control & Applications, 4, 2, s. 253-264, 2010.

7. Gürsel, N., Altaş, İ.H., Gümüsel, L., Otobüs Süspansiyon Sisteminin Bulanık Mantıkla Kontrolü, Otomasyon, No:176, 2007.

8. Durmuş,B., Altı eklemli Robot Kolunun Genetik Algortima ve Elman Ağ Uyarlamalı Genelleştirilmiş Öngörülü Kontrolü, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2008.

9. Chen, H., Liu, Z. Y., Sun, P.Y., Application of Constrained *H*_Control to Active Suspension Systems on Half-Car Models, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control,127,s.353, 2005.

10. Changizi, N., Rouhani, M., Comparing PID and Fuzzy Logic Control a Quarter Car Suspension System, The Journal of Mathematics and Computer Science, Vol .2 No.3, s. 559-564, 2011.

11. De Keyser, R.M.C., Model Based Predictive Control for Linear Systems, UNESCO Encyclopaedia of Life Support Systems, Article contribution 6.43.16.1, Eolss Publishers Co Ltd, Oxford, ISBN 09542 989 18-26-34 (www.eolss.net), 30p., 2003.

# DOĞRUSAL OLMAYAN BENZİNLİ BİR MOTOR TORKUNUN YAPAY SİNİR AĞLARI İLE TANIMLANMASI

Necla TOĞUN* , Sedat BAYSEÇ**

(*)Gaziantep Üniversitesi, Gaziantep Meslek Yüksekokulu, 27310, Gaziantep
(**) Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 27310, Gaziantep
nkara@gantep.edu.tr, sedat@gantep.edu.tr,

## ÖZET

Yapay sinir ağları (YSA) son derece doğrusal olmayan ve karmaşık yapılı sistemlerin tanımlanması ve kontrolünde yeni bir ufuk açmıştır. Sistem tanımlama da YSA kullanımı son yıllarda daha önem kazanmaktadır. Bu çalışmada, benzinli bir motor torkunu giriş-çıkış ölçümünden elde edilen veriler kullanılarak doğrusal olmayan modellenmesini ve tanımlanmasını sunacağız. Bu sistem için doğrusal olmayan modeller tanımlama amaçlı elde edilir. İleri beslemeli yapay sinir ağ yapısı SI motor torku için doğrusal olmayan dinamik modelleri tanımlamak için kullanılmıştır. Yapay sinir ağlarının eğitiminde *Levenberg-Marquardt* algoritması Matlab paket programına ait ANN araç kutusundan yararlanılmıştır. Deneysel sonuçlar yapay sinir ağları tabanlı model sistem dinamiklerini çok iyi yakaladığını göstermiştir ve bu model benzinli bir motor torkunu modellemek için uygundur.

**Anahtar Kelimeler:** Benzinli motor, motor tork tanımlama, doğrusal olmayan tanımlama, yapay sinir ağları

# NONLINEAR GASOLINE ENGINE IDENTIFICATION USING ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS

## ABSTRACT

Artificial neural network (ANN) has opened a new horizon in identification and control of highly nonlinear and complex structured systems. The use of ANN in system identification has been gaining more and attention in recent years. In this study presents nonlinear modeling and identification of spark ignition engine torque from input-output measurement. Nonlinear models for the system are obtained for identification purposes. A feedforward neural network structure is used to identify nonlinear dynamic models for the SI engine torque. Dynamic Levenberg-Marquardt algorithm is applied to the weight-estimation using the neural network toolbox version 7.0 in Matlab. Experimental results show that the neural network based model has captured the dynamics very well and the method has been found suitable for modeling the SI engine torque.

**Keywords:** SI engine, engine torque identification, nonlinear identification, neural networks.

## 1. GİRİŞ

Sistem tanılama, dinamik bir sistemin modelinin gerçek sistemden alınan giriş-çıkış ölçümleriyle bulunması anlamına gelir. Sistem tanılamanın amacı, belirli bir sisteme uygulanacak veri giriş-çıkışı ilişkisinden, daha sonra sistem üzerinde tekrar yapılacak çalışmalarda kullanılabilecek güvenilir bir matematiksel model kurmaktır [1,2].

Gerçek hayatta karşılaştığımız birçok sistem doğrusal olmayan bir yapıya sahip ve doğrusal modeller doğrusal olmayan sistemlerle ilgili dinamik davranışı yakalayamazlar. Kısmen bilinen dinamikler ile bir sistemin davranışını tahmin etmek için artan ihtiyaç nedeniyle sistem tanımlama önemli bir çalışma alanı olmuştur. Özellikle kontrol alanında, hata tahmininde ve benzetim alanlarında da kullanılır [3,4].

Doğrusal olmayan dinamik sistemler için farklı türde sistem tanımlama metotları vardır. Doğrusal olmayan dinamik sistemleri modellemede kullanılan Yapay Sinir Ağları (YSA) kavramı, günümüzde birçok alanda kendine bir uygulama alanı bulmuştur. Çok güçlü bir eşleştirme yeteneğine sahip olması ve öğrenmeye dayalı uygulamalarda yüksek başarı ile çalışması, bu yaklaşımı daha da çekici hale getirmiştir. [5]

Sistem tanımlamada YSA kullanımı son yıllarda daha çok ilgi kazanmıştır. Yapay sinir ağlarının doğrusal olmayan sistemler için iyi bir genel yaklaşım yetenekleri vardır [6,7]. Nerandra ve Parthasaraty [8] yapay sinir ağları doğrusal olmayan dinamik sistemlerin tanımlanması ve kontrolü için başarılı bir şekilde kullanılabileceğini göstermiştir. Chen, Billings ve arkadaşları tarafından yapılan bir dizi çalışmalar doğrusal olmayan sistem tanımlama için bir araç olarak sinir ağları kullanmanın temelini geliştirmiştir [9-11].

Literatürde YSA kullanılarak yapılan birçok çalışma mevcuttur. Bir benzinli motorun emme manifoldu ve gaz kelebeği modeli [12,13], hava/yakıt oranı (AFR) modeli [14-16] ve bir dizel motorun $NO_x$ emisyon modeli [17] YSA metodu kullanılarak oluşturulmuştur. Çok katmanlı '*perseptron*' (Multi-Layered Perceptron: MLP) yapısı değişken valf zamanı [18] ve tork [19] modellemede kullanılmıştır. Farklı bir YSA yaklaşımı otomobil motoru arıza teşhis ve tanımlamada kullanılmıştır [20].

Otomobil motor denetimi kontrol sistem mühendisleri ve araştırmacıları için en karmaşık kontrol problemlerinden biridir. Hükümetlerin ve müşterilerin artan ihtiyaçlarından dolayı, otomobil üreticileri her zaman en iyi motor performansını sağlayarak büyük ölçüde emisyonları ve yakıt tüketimini azaltmak için uğraşıyorlar. Bu gereksinimleri karşılamak için, motor hızı, motor torku, ateşleme zamanı, yakıt enjeksiyon zamanı, hava girişi, hava/yakıt oranı (AFR) ve benzeri gibi çeşitli değişkenlerin kontrol edilmesi gerekir. Bu faktörlerden dolayı motor dinamiği son derece doğrusal olmayan bir yapıya sahip ve çok değişkenlidir [21,22]. Tüm motor kontrol değişkenleri arasında, motor tork içten yanmalı motorların en önemli performans değişkenlerinden biridir ve bu sebeple, bir tork denetim sistemi genel olarak aracın performansını büyük ölçüde arttırabilir [23,24].

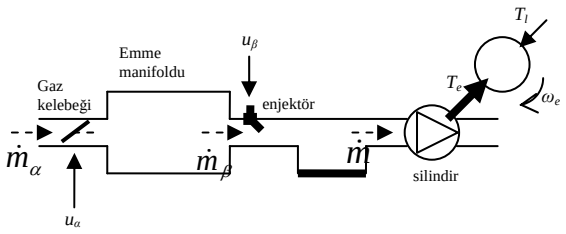
Bu çalışmada temel olarak benzinli bir motor torkunun doğrusal olmayan modellenmesi ve tanımlanması üzerinde durulmuştur. Direkt olarak motordan alınan veriler ile motorun gaz kelebeği ile tork arasında doğrusal olmayan dinamik model sağlamak için bir prosedür sunulmuştur. Doğrusal olmayan sistem modeli oluşturulmuş ve bir doğrusal olmayan ileri beslemeli YSA model yapısı kullanılmıştır. Çok katmanlı sinir ağlarının eğitimi için genellikle kullanılan eğitim algoritması hatayı geriye yayma (Back Propagation) algoritmasıdır ve bu algoritma için Matlab/Neural Network Toolbox 7.0 kullanılmıştır.

## 2. BASİTLEŞTİRİLMİŞ ORTALAMA DEĞER BENZİNLİ MOTOR MODELİ

Ortalama değer motor modeli genellikle motor denetimi için modelleme örneği olarak kabul edilir ve literatürde geniş olarak tanımlanmıştır [25-27]. Bu model bazı motor parametrelerinin ortalama değer davranışını modellenmesine izin verir. Bu tür model motorun genel dinamiğini gösterir ve motordan alınan veriler yardımıyla kolaylıkla tanımlanabilir. Bu çalışmada ki motor modeli

Guzella ve Önder [27] tarafından geliştirilen motor modelleme denetiminde genişçe kullanılan ortalama değer motor modeline adapte edilmiştir.

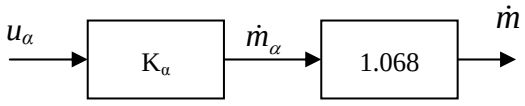
Benzinli motor için geliştirilen ortalama değer modeli doğrusal olmayan dinamik denklemleri ve zamanla değişen terimleri içerir [27]. Benzinli motor prosesinin basitleştirilmiş şematik diyagramı Şekil 1 de verilmiştir. Tork üretim evresi, yakıt ve hava karışımındaki kimyasal enerjiyi mekanik motor torkuna dönüştüren silindirlerden oluşur ve hava/yakıt oranı, silindirlerdeki yakıt miktarı, motor hızı, ateşleme ve püskürtme zamanı ve benzeri gibi bağımlı değişkenleri içeren bir doğrusal olmayan dinamik denklemler tarafından kontrol edilir. Denetim ve tanımlama amacı için, doğrusal olmayan dinamik ve zamanla değişen terimler zorluk oluşturur, bu zorluklar basitleştirilmiş yaklaşık modeller geliştirilerek aşılabilir.




Şekil 1. Basitleştirilmiş ortalama-değer şematik benzinli motor diyagramı

## 2.1. Gaz Kelebeği Modeli

Gaz kelebeğine giriş radyan cinsinden gaz kelebeği vanasının açıklığıdır ve çıktı kg/saniye cinsinden hava yakıt karışımı kütle akış hızıdır. Gaz kelebeği açısı ve hava debisi orantılı olduğu varsayılır [28]. Hava yakıt oranı stokiyometrik şartlar altında benzinli motorlara özgü yüzde 6.8 değer alınır [28]. Kombine gaz kelebeği modeli blok diyagramı Şekil 2 de verilmiştir.




Şekil 2. Basitleştirilmiş kombine gaz kelebeği modeli

$u_\alpha$ : gaz kelebeği açısı (radyan)

$\dot{m}_\alpha$ : emme manifoldundan geçen hava debisi (kg/saniye)

$\dot{m}$ :silindirlere giden toplam karışım debisi (kg/saniye)

$K_\alpha$ : vana sabiti

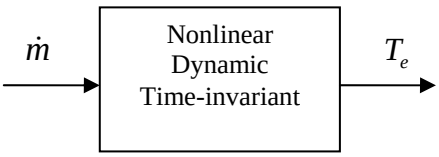
Bu modelde, ateşleme avansı ihmal edilmiştir. Sürtünme kayıpları da ihmal edilmiştir. Böylece, gaz kelebeği çıkışı kütle debisi tork üretim evresine girdi olarak alınmıştır.

## 2.2. Tork Üretim Evresi

Tork üretim alt prosesi doğrusal olmayan dinamikleri ve değişken zaman gecikmesi olan bir prosesdir. Zaman gecikmesi motor tarafından üretilen torkun manifolddaki basınç artışına hemen cevap vermiyor gerçeğinin bir sonucudur, fakat indükleme-güç strok (induction-to-power- stroke IPS) olarak adlandırılan belirli bir zaman miktarından sonra, gecikme yaklaşık olarak motor hızı açısından şu şekilde verilir:

$$\tau_{IPS} \approx \frac{2\pi}{\omega_e}$$

Motor hızı rölanti koşullarda minimum değeri 600 rpm alır ve açısal hız olarak $\omega_e=20\pi$ rad/sec karşılık gelir. Sonuç olarak, maksimum gecikme 0.1 saniye olur. Bu değer dinamik proseslerde ihmal edilebilir. Model zamanla değişmeyen tek giriş-tek çıkışlı doğrusal olmayan dinamik bir modele indirgenmiş olur. Bu model Şekil 3 de verilmiştir.




Şekil 3. Basitleştirilmiş kombine tork üretim modeli

## 3. YSA İLE SİSTEM TANIMLAMA

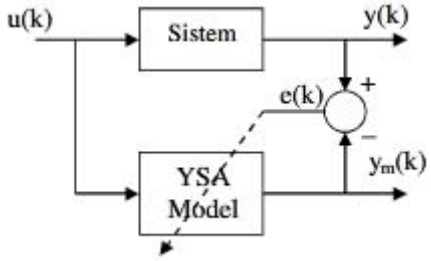
Yapay sinir ağları, sinir hücresi olarak adlandırılan basit işlemcilerin birbirleri ile bağlantılarından oluşmaktadır. Genellikle model hatalarını minimize etmek için optimizasyon yöntemlerini kullanarak bilinmeyen yapıları dikkate alır ve bilinmeyen model parametrelerini ayarlar [29].

Sistem tanımlama bir sistemin deneysel olarak elde edilen giriş çıkış verilerinden yararlanarak sistemin matematiksel modelini oluşturmaya çalışır [30]. Sistem tanımlama aşağıdaki 4 aşamadan oluşur:

1.Sistemin giriş-çıkış bilgilerinin elde edilmesi
2. Model yapısını seçimi
3. Model parametrelerinin kestirimi
4. modelin yapısının ve parametrelerinin uygunluğunun testi [30].

Tanımlanacak sisteme uygulanacak işaretler, sistem tanımlamada çok büyük öneme sahiptir. Girişler, sistemin tüm modlarını uyarabilmelidir. Bu yüzden girişler frekans yönünden çok zengin olmalıdır. Doğrusal olmayan dinamik sistemlerde genellikle PRBS sinyali tercih edilir.

Bir sistemin düz yön dinamiklerini gösterecek şekilde yapay sinir ağı modelin seçilmesi ve eğitilmesi düz modelleme olarak söylenir [30]. Şekil 4 de NARX (doğrusal olmayan dışkaynak girişli oto-Regresif model) ya da seri-paralel model yapısına göre bir sistemin YSA tam modeli verilmiştir.




Şekil 4. Yapay sinir ağı ile düz modelleme (NARX model)

YSA ile bir sistemin NARX modeli, bu çalışmada ileri beslemeli katmanlı YSA yapısı ile elde edilir ve YSA, sistem çıkışı ve model çıkışı arasındaki hataya göre geriye yayılım algoritması ile eğitilir.

Aşağıdaki denklemde NARX eşitliğinde

$$\hat{y}(k) = f(u(k-1),\ldots,u(k-m), y(k-1),\ldots,y(k-m))$$

y(k); model çıktısı, u(k); model girişi, $n_y$ ve $n_u$ sırasıyla model çıkış ve girişlerinin dinamik derecesini göstermektedir.

## 4. DENEY DÜZENEĞİ

Deneyler Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü motor Laboratuarında bulunan Fiat marka, Tofaş 131 tipi, dört silindirli, 1300 $cm^3$ hacimli, karbüratörlü ve benzinli bir test motoru kullanılmıştır. Bu motorun teknik özellikleri Tablo 1'de,deneysel şeklin görünüşü Şekil 5 da, şematik olarak çizimi ise Şekil 6 de verilmiştir.

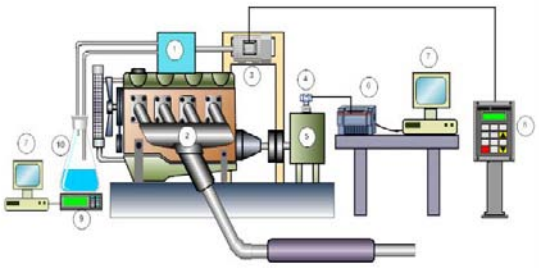
Tablo 1. Benzinli test motorunun özellikleri

| | |
|---|---|
| Marka | Fiat Tofaş 131 |
| Motor türü | Dört zamanlı, benzinli |
| Hacim | 1297 $cm^3$ |
| Silindir çapı | 76 mm |
| Strok boyu | 71.5 mm |
| Sıkıştırma oranı | 7.8:1 |
| Silindir sayısı | 4 |
| Soğutma tipi | Kapalı çevrim, su soğutmalı |
| Yakıt sistemi | Karbüratör |
| Maksimum tork | 12.5 Kg.m, 3000 dev/dak |
| Maksimum güç | 52.2/70 kW/HP, 5500 dev/dak |

Gaz kelebeği pozisyonu 0.75 KW ve 3000 rpm özelliklerine sahip bir servo motor tarafından kontrol edildi. Tork çıktısı bir dinamometre yardımıyla ölçüldü. Deneysel cihaz girdi-çıktı değerlerini ölçmek için servo motor ve tork çıkışı ile bağlantılı bir bilgisayardan oluşur. Ölçülen girdi-çıktı değerleri bir veri toplama kartı (Data translation DT300 serisi, 400 kHz hızında, 12



Şekil 5. Benzinli test motorunun resmi



Şekil 6. Benzinli test motor ve ölçüm ekipmanlarının şematik gösterimi. 1) karbüratör, 2) eksoz manifoldu, 3) servo motor, 4) transdüser, 5) dinamometre, 6) veri toplayıcı 7) bilgisayar, 8) kontrol ünitesi, 9), tartı aleti, 10) yakıt kabı

bit yüksek hız A/D çevirici, 2.5 μs dönüştürme hızı) ile bilgisayara (Pentium III 733 MHz hız, 256 MB RAM) aktarıldı. Veri toplama kartı Matlab ile kullanımı uyumludur.

Bu çalışmada, motor tek giriş-tek çıkışlı bir sistem olarak düşünüldü. Girdi değişkeni gaz kelebeği pozisyonu ($u$), model çıktısı ise motor torku ($y$)'dur. Sistem tanılama amacıyla sisteme matlab programı aracılığıyla PRBS sinyali uygulanmaktadır. Sisteme PRBS sinyali gönderilerek, motor torku kaydedilmekte, bu veriler modellemede kullanılmaktadır.

## 5. TANIMLAMA SONUÇLARI

Benzinli motor tanımlama deneyleri 4. bölümdeki deney düzeneği kullanılarak uygulanmıştır. Bu çalışmada ileri beslemeli Yapay Sinir Ağında ağırlıkları ayarlamada Levenberg-Marquardt (LM) algoritması kullanılmıştır.

Farklı yapıda çok sayıda yapay sinir ağları optimal modeli bulmak için denenmiştir. Eğitim ve test verilerini elde etmek için veriler iki bölüme ayrılmıştır. Tablo 2 de performans karşılaştırılması gösterilmiştir. Tablo 2 de hn, YSA modelinde gizli katmandaki nöron sayısını ifade etmektedir.

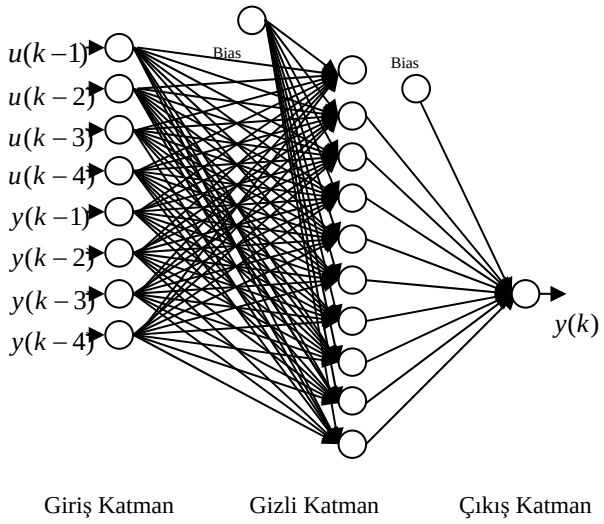
Tablo 2 sonuçlarına göre, model giriş ve çıkışlarının derecesi ve gizli katmandaki nöron sayısı model performansı üzerinde bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. Tablo 8 sonuçlarına göre, en iyi YSA model yapısı

Tablo 2. YSA model için performans karşılaştırması

| YSA yapısı | Korelasyon katsayısı (R) |
|---|---|
| $n_u$=2, $n_y$=2, hn=7 | 0.98403 |
| $n_u$=2, $n_y$=2, hn=8 | 0.98418 |
| $n_u$=2, $n_y$=2, hn=9 | 0.9841 |
| $n_u$=2, $n_y$=2, hn=10 | 0.98481 |
| $n_u$=3, $n_y$=3, hn=7 | 0.9851 |
| $n_u$=3, $n_y$=3, hn=8 | 0.9855 |
| $n_u$=3, $n_y$=3, hn=9 | 0.9856 |
| $n_u$=3, $n_y$=3, hn=10 | 0.9865 |
| $n_u$=4, $n_y$=4, hn=7 | 0.9854 |
| $n_u$=4, $n_y$=4, hn=8 | 0.9861 |
| $n_u$=4, $n_y$=4, hn=9 | 0.9868 |
| $n_u$=4, $n_y$=4, hn=10 | 0.9871 |

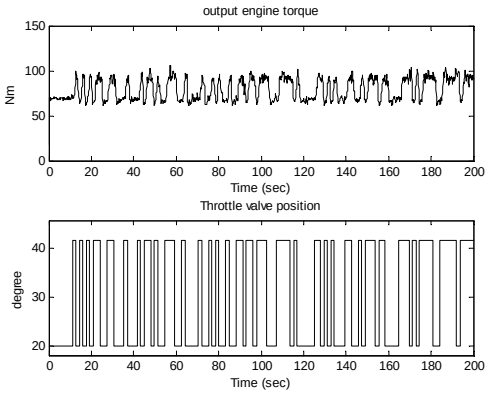
hn=10, $n_u = 4$ ve $n_y$=4 sağlamıştır.

İleri beslemeli sinir ağında, giriş katmanda 8 nöron, gizli katmanda 10 nöron ve çıkış katmanda 1 nöron (8-10-1) kullanılmıştır. Uygulamada kullanılan YSA modeli Şekil 7 de gösterilmiştir. Eğitim algoritması olarak Levenberg-Marquardt algoritması, transfer fonksiyonu olarak tan-sig aktivasyon fonksiyonu seçilmiştir. Ayrıca, girdi ve çıktılar (-0.5,+0.5) aralığında normalize edilmiştir.



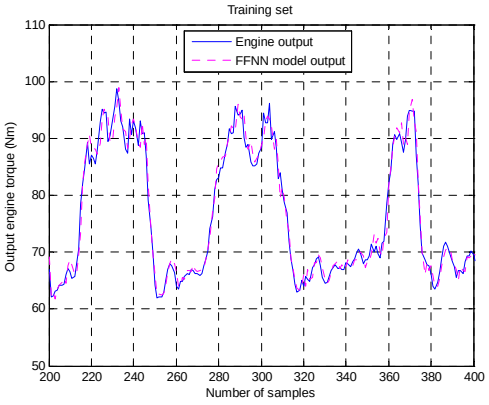

Şekil 7. Uygulamada kullanılan YSA modeli

Şekil 8 da sisteme uygulanan PRBS test sinyali ve PRBS test sinyalinin deney düzeneğinden ölçülen tork cevabı gösterilmektedir.



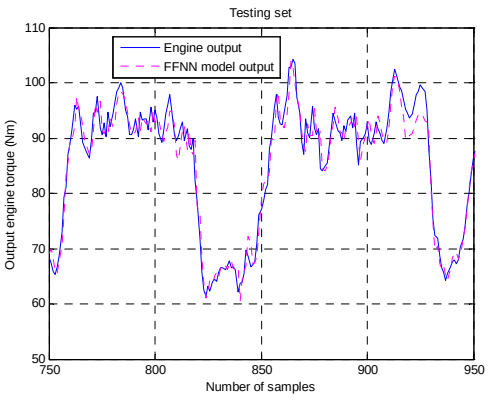

Şekil 8. Gaz kelebeği pozisyonu PRBS işareti (alt) ve ölçülen tork cevabı (üst)

Şekil 9 da PRBS test sinyalinin deney düzeneğinde ölçülen cevabı ile YSA tanımlama prosesi sırasında tahmin edilen cevabı vermektedir. İki sinyalde tahmin



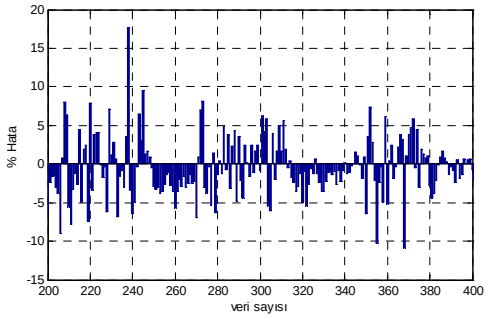

Şekil 9. Ölçülen ve tahmin edilen motor tork

edildiği gibi birbirine çok yakındır. Elde edilen modelin doğrulanması gerekmektedir. Bunun için, tahmin edilen parametreler kullanılarak tanımlanan model simülasyon edilerek yeni bir çıktı verisi oluşturulur. Şekil 10 de simülasyon cevabı ile deneyden elde edilen gerçek sistemin cevabı verilmiştir.




Şekil 10. Tanımlama sonuçlarının doğrulanması

Şekil 9 deki tanımlama sonuçları girdi değişimlerine karşı son derece hassas tahmin yanıtı oluşturduğunu ortaya koymaktadır. Şekil 10 model doğrulama çizimlerini verir. Yapay sinir ağları ile elde edilen motor tork modeliyle elde edilen sonuçlar ile gerçek sonuçlar arasında oluşan hatanın grafiği Şekil 10 da verilmiştir.




Şekil 10. % Hata

### 5.1. Modelin Doğrulanması

Modelin doğrulanması için Ortalama Karesel Hata (MSE) kullanıldı.

$$MSE = \frac{1}{N}\sum (y(t) - \hat{y}(t))^2$$

$\hat{y}(t)$ tahmin edilen çıkış, $y(t)$ ölçülen çıkış ve N toplam veri sayısıdır.

Doğrusal olmayan tanımlama deneyleri için istatistikî veriler Tablo 3'de verilmiştir. Görüldüğü gibi sonuçlar oldukça tatminkârdır.

Tablo 3. YSA modeli istatistik sonuçları

| | Test seti | Eğitim seti |
|---|---|---|
| Korelasyon katsayısı (R) | 0.97317 | 0.98742 |
| Ortalama mutlak hata yüzdesi (MAPE) | 2.2111 | 1.6708 |
| Ortalama karesel hata (MSE) | 0.00049 | 0.00019 |

## 6. SONUÇ

Bu çalışmada girdi-çıktı verilerinden benzinli bir motor torkunun tanımlanması problemi ele alınmıştır. Sistem için doğrusal olmayan model geliştirilmiştir. Mevcut sistemin modelini tanımlamak için doğrusal olmayan (NARX) model yapısına göre yapay sinir ağı

modeli geliştirilmiştir. Uygun bir deney düzeneği oluşturulmuştur ve PRBS test sinyali motor gaz kelebeğine uygulanmıştır. YSA modeli matlab ortamında geliştirilmiştir. YSA ağırlıkları ayarlamada Levenberg-Marquardt (LM) algoritması kullanılmıştır.

En iyi YSA model yapısı hn=10, $n_u = 4$ ve $n_y$=4 sağlamıştır. İleri beslemeli sinir ağında, giriş katmanda 8 nöron, gizli katmanda 10 nöron ve çıkış katmanda 1 nöron (8-10-1) en iyi sonuçları vermiştir. Bu çalışmada sonuçlar gösteriyor ki, YSA tabanlı modeller otomobil motorlarını kontrol amaçlı modellemede umut vericidir.

## 7. KAYNAKLAR


1. Ljung, L., System identification: Theory for the user, Englewood Cliffs, NJ, USA, Prentice Hall, 1987.

2. Söderström, T., Stoica, P., System identification, Cambridge, UK, Prentice Hal, 1989.

3. Rahrooh, A., Shepard, S., "Identification of nonlinear systems using NARMAX model", Nonlinear Analysis: Theory, Methods and Applications, Vol. 71, No. 12, 2009, pp. 1198-1202.

4. Efe, M.O., Kaynak, O., "A comparative study of neural network structures in identification of nonlinear systems", Mechatronics, Vol. 9, 1999, pp. 287-300.

5. Efe, M.O., Kaynak, O. "A comparative study of soft-computing methodologies in identification of robotic manipulators", Robotics and Autonomous Systems, 30, 2000, 221-230.

6. J. Sjöberg, H. Hjalmarsson, L. Ljung, "Neural networks in system identification", in: Preprints of the 10th IFAC Symposium on Identification and System Parameter Estimation, Copenhagen, Denmark, 1994, 49-71.

7. J. Sjöberg, Q. Zhang, L. Ljung, A. Benveniste, B. Deylon, P.Y. Glorennec, H. Hjalmarsson, A. Juditsky, "Nonlinear black-box modeling in system identification: A unified overview", Automatica, Vol. 31, No. 12, 1995, pp. 1691-1724.

8. K.S. Narendra, K. Parthasarathy, "Identification and control of dynamical systems using neural networks", IEEE Transactions on Neural Networks, Vol. 1 No. 1, 1990, pp: 4-27.

9. S. Chen, S.A. Billings, P.M. Grant, "Non-linear system identification using neural networks", International Journal of Control, Vol. 51, No. 6, 1990a, pp. 1191-1214.

10. S. Chen, S.A. Billings, C.F.N. Cowan, P.M. Grant, "Practical identification of NARMAX models using radial basis functions", International Journal of Control, Vol. 52, No. 6, 1990b, pp. 1327-1350.

11. S.A. Billings, H.B. Jamaluddin, S. Chen, "Properties of neural networks with applications to modeling non-linear dynamical systems", International Journal of Control, Vol. 55, No. 1, 1992, pp. 193-224.

12. I. Arsie, C. Pianese, M. Sorrentino, "A procedure to enhance identification of recurrent neural networks for simulating air-fuel ratio dynamics in SI engines", Engineering Applications of Artificial Intelligence, Vol. 19, 2006, pp. 65-77.

13. Y. Tan, M. Saif, "Neural-networks-based nonlinear dynamic modeling for automotive engines", Neurocomputing, Vol. 30, 2000, pp. 129-142.

14. Y. Zhang, L. Xi, J. Liu, "Transient air-fuel ratio estimation in spark ignition engine using recurrent neural network", Lecture Notes in Computer Science, Vol. 4693, 2007, pp. 240-246.

15. I. Arsie, S. Di Iorio, C. Pianese, G. Rizzo, M. Sorrentino, "Recurrent neural networks for air-fuel ratio estimation and control in spark-ignited engines", in: Proceedings of the 17th IFAC World Congress, Seoul, Korea, July 6-11, 2008.

16. S. Saraswati, S. Chand, “Application of neural network for air-fuel ratio identification in spark ignition engine”, International Journal of Computer Applications in Technology, Vol. 32, No. 3, 2008, pp. 206-215.

17. R. Isermann, M. Müller, “Design of computer controlled combustion engines”, Mechatronics, Vol. 13, 2003, pp. 1067-1089.

18. M. Beham, D.L. Yu, “Modelling a variable valve timing spark ignition engine using different neural networks”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 218, No. 10, 2004, pp. 1159-1171.

19. D.L. Yu, M. Beham, “Comparative study on engine torque modeling using different neural networks”, Lecture Notes in Computer Science, Vol. 3498, 2005, pp. 865-870.

20. M.S. Sangha, J.B. Gomm, D.L. Yu, G.F. Page, “Fault detection and identification of automotive engines using neural networks”, in: Proceedings of the 2005 IFAC World Congress, 2005

21. Tan, Y., Saif, M., “Neural networks based nonlinear dynamic modeling for automotive engines”, Neurocomputing, Vol. 30, 2000, pp. 129-142.

22. Wang, S.W., Yu, D.L., Gomm, J.B., Page, G.F., Douglas, S.S., “Adaptive neural network model based predictive control of an internal combustion engine with a new optimization algorithm”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering, Vol. 220, No. 2, 2006, pp.195-208.

23. Falcone, P., Fiengo, G., Glielmo, L., “Nonlinear net engine torque estimator for internal combustion engine” IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, Salerno, Italy, April, 2004.

24. Aschemann, H., New Approaches in Automation and Robotics, I Tech Education and Publishing, Vienna, Austria, 2008.

25. Hendriks, E., “Engine modeling for control applications: A critical survey”, Meccanica, Vol. 32, 1997, pp. 387-396.

26. Hendricks, E., “Mean value modeling of spark ignition engines”, SAE technical paper, 900616, 1990.

27. Guzzella, L., Onder, C.H., Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems, Berlin, New York, Springer, 2004.

28. Heywood,J.B., Internal combustion engine fundamentals, New York, McGraw-Hill, 1988.

29. S. Haykin, Neural networks: a comprehensive foundation. NewYork: Macmillan, 1994.

30. O. Nelles, Nonlinear System Identification: from Classical Approaches to Neural Networks and Fuzzy Models. Springer, Berlin, Germany, 2001.

# KİŞİSEL ALAN İHLALİNİN İNSANIN DİK DURUŞ CEVABINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Nurdan BİLGİN, Senih GÜRSES

Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 06570, ANKARA
ODTÜ, Mühendislik Fakültesi, Mühendislik Bilimleri Bölümü 06800, ANKARA

nurdanb@gazi.edu.tr, senih@metu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada kişisel alan ihlalinin, dik duruşa etkisi araştırılmıştır. İki insanın özellikle yakın mesafede karşılıklı, yüz yüze ve göz göze durmasının insanlar üzerinde ruhsal ve bilişsel baskı yaratacağı ve kişisel dik duruşlarının (postürlerinin) bu baskıdan etkileneceği hipotez olarak öne sürülmüştür. Bu amaçla Bertec® kuvvet platformu kullanılarak, yer reaksiyon kuvvet ve moment sinyalleri toplanmıştır. Deney dört kadın denek ve dört gönüllü ile yapılmıştır. Denekler eşit eğitim ve kültür düzeylerinden seçilmiştir. Gönüllüler ise deneklerle tanışık olup/olmama durumu gözetilerek, iki erkek ve iki kadın olmak üzere dört kişiden oluşmuştur. Deney test adımları 9 adım olarak belirlenmiştir; ilk adım olan sessiz duruşa ek olarak, belirlenen iki ayrı mesafede (yakın ve uzak), tanışık olup olmama durumuna göre iki farklı cinsiyetle (2x2x2=8 test adımı için) karşılıklı duruş esnasında data toplanmıştır. Kuvvet platformundan gelen kuvvet (Fx, Fy, Fz) ve moment (Mx, My, Mz) dataları işlenerek CoPx (a-p düzlemi) ve CoPy (m-l düzlemi) zaman serileri oluşturulmuştur. CoPx ve CoPy sinyallerinden hesaplanan kovaryans matrisinin özdeğerleri kullanılarak, bulunan ana doğrultular üzerine elips uydurulmuştur. Elde edilen elipslerin alanları ve konumları karşılaştırılarak kişisel alan ihlaline karşı belirgin bir kaçış davranışı gözlenmiştir. Ancak kaçış davranışında cinsiyetin veya tanışık olup/olmama durumunun belirgin bir etkisi görülmemiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Karşılıklı Dik Duruş, CoPx ve CoPy, Elips uydurma

## INVESTIGATION OF ERECT HUMAN POSTURE RESPONSE TO PERSONAL SPACE VIOLATIONS.

## ABSTRACT

Effects of personal space violation to human erect posture have been investigated in this study. It has been hypothesized that standing face-to-face and looking at eye-to-eye at a *close* distance creates mental and cognitive pressure on people, which in fact alters their erect posture. Experiments were performed with four female subjects and four volunteers. The subjects were chosen at equal levels of education and social/cultural status. The volunteers were selected as being two men and women, where one of the women and the men were familiar with the subjects, while the other two were unfamiliar. Experiments consisted of 9 trials. The first trial was quite stance while the others were consisted of two different distances (close/distant) across two different genders at two different situations (familiar/unfamiliar). Signals from the ground reactions forces (Fx, Fy, Fz) and moments (Mx, My, Mz) were collected and processed to obtain Center-of-Pressure time (CoP) series; i.e., CoPx at antero-posterior and CoPy at medio-lateral directions. Eigenvalues and eigenvectors of the covariance matrix between COPx and CoPy signals were found. Area from the sway data at CoPx vs CoPy plane was estimated by fitting an ellipse whose main axes were found from eigenvalues and eigenvectors of the covariance matrix. This study has shown that subjects while coping with violation of personal space generated a significant postural avoidance. There is no clear effect of gender differences and familiarity exceptions at the avoidance response observed.

**Keywords:** Face to face upright posture, CoPx and CoPy, Ellipse fitting.

## 1. GİRİŞ

İnsan hareketinin kontrolünün incelenmesi, 1980'li yıllarda robotik alanındaki gelişmelere paralel olarak gelişmeye başladı ve ivmelenerek devam etmektedir. İnsanın ayağa kalkması insanlık kültürünün oluşmasının başlangıcı olarak kabul edilir. Mekanik bir problem olarak insanın dik duruşunun kontrolü, sürekli değişen çevre, kendi algısı ve duyusal organların değişiminden bağımsız ele alınamamaktadır. Bu çeşitlilik, değişik deney koşulları yaratılarak tekil olmayan, insanlığa genel davranışların belirlenmesini zorunlu kılmaktadır. Ancak bu yolla oldukça karmaşık olan kontrol mekanizmasına, vestibüler (iç kulak denge merkezi), somatosensory (beden duyusu), proprioception (derin duyu), görme, işitme gibi temel duyuların ve kas-iskelet sisteminin etkisi anlaşılabilecektir. Yaşa ve verilen göreve göre (bir yere bakmak, problem çözmek, ezber yapmak, gözü açık veya kapalı olmak vs. gibi) dik duruşun etkilendiğini gösteren çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmaların bazılarında dik duruş sırasındaki salınımın göreve bağlı olarak azaldığı rapor edilmektedir [1-3]. Bilişsel görevle salınım arasında belirli bir ilişkinin olmadığını veya salınımın arttığını iddia eden en az birer çalışma olmasına rağmen [4,5]; yakın zamanlı bir çalışmada, cinsiyete ve verilen göreve bağlı olarak salınımın azaldığını veya özellikle yaşlılarda değişmediğini bulgulamışlardır. Bu gözlemlerini, gençler için "bilinç birincil" yaşlılar için ise "postür birincil" olarak ifade etmektedirler [6].

Özel alan kavramı insanların çevrelerinde sanal duyusal bir bölge olarak sosyal psikoloji literatürüne girmiştir. Bu alan sabun köpüğü veya salyangoz kabuğu benzetimleriyle anlatılabilir. Özellikle mimar ve tasarımcıların toplu taşım araçları, sosyal alanlar vs. planlarken dikkate aldıkları kabul edilegelen bu alan yaşa, sosyal statüye, fiziksel büyüklüğe göre kültürden kültüre değişmekle beraber batı toplumlarında erişkinler için özel alan ölçüleri ön, arka ve yan taraflar olmak üzere sırasıyla, 70, 40 ve 60 cm. olarak kabul edilmektedir [7,8]. Özel alan ihlalinin kişiler üzerinde stress ve endişe yarattığına ilişkin çalışmalar yapılmıştır [9,10]. Kişiler arasında hafif temasın denge kontrolü üzerine etkisinin çalışıldığı en az bir çalışma vardır [11]. Ancak oluşan stresin insan dengesine etkisi konusunda her hangi bir çalışmaya rastlanılmamıştır.

İnsanın dik duruşunun ölçülmesi basit fiziksel ilkelere dayanmaktadır. Ayakta dik dururken vücutta gözle farkedilmeyen salınımlar olur. Gerek sagital, gerekse de frontal düzlemlerde gövde ağırlığı yavaş ancak sürekli olarak saniyede 4-6 kez bir bacaktan diğerine aktarılır[12]. Basma merkezi (Center-of-Pressure) kavramı duruş pozisyonundaki değişimleri ve duruş sapmasını incelemek için kullanılmaktadır. Dengeyi değerlendirirken kütle merkezinin yere izdüşümü incelendiğinde Basma Merkezi (CoP)'nin öne arkaya 8 mm, her iki yana ise 5 mm hareket ettiği saptanır [12]. Fz, zemine etkiyen reaksiyon kuvvetini, Mx ve My ise x ve y yönündeki momentleri göstermek üzere CoPx ve CoPy zaman serileri şu şekilde elde edilir.

$$COP_x(i) = -\frac{M_y(i)}{F_z(i)}, i = 1 \dots . n$$

$$CoP_y(i) = \frac{M_x(i)}{F_z(i)}, i = 1 \dots . n$$

Burada CoPx ve CoPy basma merkezinin x (ön-arka) ve y (medio-lateral) eksenlerdeki konumlarıdır. CoPx ve CoPy zaman serilerinin değişimi salınımın x ve y yönündeki büyüklüğünü ifade etmektedir [13].

İnsanın dik duruşunun, çevresel ve içsel değişimlerden etkilendiği bilinmektedir. Günlük hayatta deneyimlenerek bilinen veya kültürel olarak kodlanan, özel alanın ihlalinin yarattığı sosyal baskı bu çalışma ile ölçülebilir bir kavram olarak gösterilmektedir. Çalışma, data analizi açısından bir yenilik getirmemekle beraber, sosyal psikolojinin insanın duruşuna etkisini ortaya koyması açısından bir ilktir.

## 2. MATERYALLER VE YÖNTEM

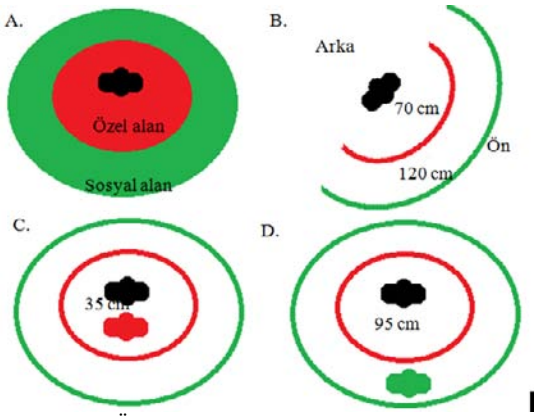
Bu çalışma kapsamında yapılan deneyler Orta Doğu Teknik Üniversitesi (ODTÜ) Makina Mühendisliği Bölümü Biyomekanik laboratuvarında yapılmıştır. Deneklerin iki ayak üzerinde sakin dik duruşu sırasında zemin reaksiyon kuvvetleri (Fx, Fy, Fz) ve oluşan momentler (Mx, My, Mz) kuvvet platformu (Bertec®, USA) kullanılarak elde edilmiştir. Kuvvet (Fx, Fy, Fz) ve moment (Mx, My, Mz) sinyalleri 100 Hz ile toplanmıştır. Her bir denek için 9 ayrı adımdan oluşan deney bileşenleri uygulanmıştır. Her bir adım için belirlenen veri toplama süresi 180 saniye olarak belirlenmiştir.

Tüm denekler ODTÜ Etik Kurulunun belirlediği etik kurallar çerçevesinde bilgilendirilmiştir. Ancak, deneyden beklenen olası sonuçlar deneklerle paylaşılmamıştır. Deneklere her bir deney adımının ardından "Ne hissettiniz?", "Duygularınızı bizimle paylaşır mısınız?", "Bir önceki adımda hissettiklerinizle karşılaştırır mısınız?" gibi sorular sorulmuştur. Aynı sorular deneyin denekler dışındaki diğer parçaları olan gönüllülere de yöneltilmiştir. Sorular ve cevaplar deneklerin ana dillerinde sorulmuş ve yanıtlanmıştır.

Tüm deneklere kuvvet platformunun ortasında, kendilerini rahat hissedecekleri şekilde ve mümkün olduğu kadar hareketsiz ve dik durmaları söylenmiş ayak açıklıkları ölçülmüş ve not edilmiştir. Tüm deney adımları sırasında denekler gözleri açık ve yalın ayaktılar.

### 2.1. Deney ve Katılımcılar

Litaretür'den edinilen bilgiye göre özel alan ölçüleri sırasıyla ön, arka ve yan taraflar 70, 40 ve 60 cm. olarak kabul edilmiştir [8]. Şekil 1'de görüldüğü gibi biri, kişinin özel alanını ihlal edecek şekilde; diğeri ise, sosyal alan ölçüleri içinde kalan gönüllülerin duracağı iki mesafe belirlenmiştir. Tanımlanan deney adımları için birinci mesafe 35 cm. ikinci ise 95 cm. dir.




Şekil 1. A. Özel Alan,Sosyal Alanın gösterimi B. Özel alan ve Sosyal alanın ön taraf için kabül görmüş ölçüleri C. Özel alanın ihlal edildiği deney adımları için ölçü (Yakın mesafe, 35 cm) D. Özel alanın ihlal edilmediği deney adımları için ölçü (Sosyal mesafe, 95 cm)

Deney, her bir deneğin tanıdığı ve tanımadığı hemcinsi ve karşıcinsi ile yakın ve sosyal mesafede karşılıklı ayakta durduğu deney adımlarından oluşmaktadır. Deney adımları Tablo 1'de gösterilmektedir.

Tablo 1. Deney Adımları (A kısaltması deney adımlarını temsil etmektedir.)

| | **Tanıdığı** | | **Tanımadığı** | |
|---|---|---|---|---|
| | Kadın | Erkek | Kadın | Erkek |
| **95 cm** | A 2 | A 4 | A 6 | A 8 |
| **35 cm** | A 3 | A 5 | A 7 | A 9 |

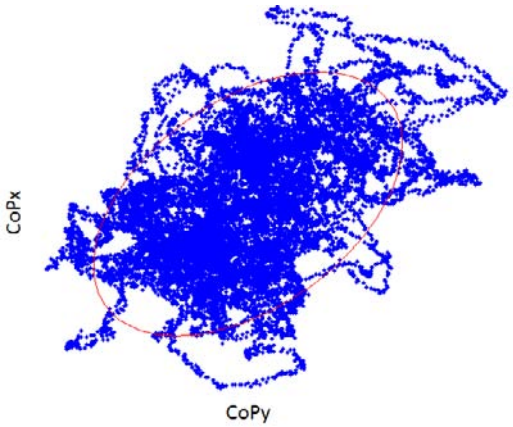
Deneyin ilk adımı olan (Tablo 1'de gösterilmeyen) Adım 1, kişinin sessiz duruş (silent stance) ölçümünün alındığı adımdır.

Denekler eş-sosyal, -kültürel ve -eğitim düzeylerinde olup, 34-41 yaş arasında kadınlardan oluşmaktadır. Tüm denekler sağ ellerini kullanmaktadır. Denek 2'nin sol gözünün %40 görmediği ve denek 3'ün geçirilmiş panik atak öyküsü not edilmiştir. Gönüllülerden ikisi deneklerin yakından tanıdığı bir kadın ve erkek, diğer iki gönüllü ise hiç tanımadıkları bir kadın ve erkek olarak seçilmiştir.

### 2.2. Veri toplanması ve değerlendirilmesi

Her bir denekten, her bir deney adımı için kuvvet platformu datası ham data olarak bilgisayara denek için açılan klasöre kaydedildi. Datalar MATLAB® paket programı kullanılarak işlendi. Kuvvet platformundan gelen data işlenerek CoPx ve CoPy datası oluşturuldu. Elde edilen CoPx ve CoPy sinyallerinden hesaplanan kovaryans matrisinin özdeğerleri kullanılarak, bulunan

ana doğrultular üzerine elips uydurulmuştur [14]. Elde edilen elipslerin alanları [Ek 1] ve konumları [Ek 2] üç yollu Anova kullanılarak karşılaştırılmıştır. Elips uydurma yöntemi şekil 2'de gösterilmektedir.



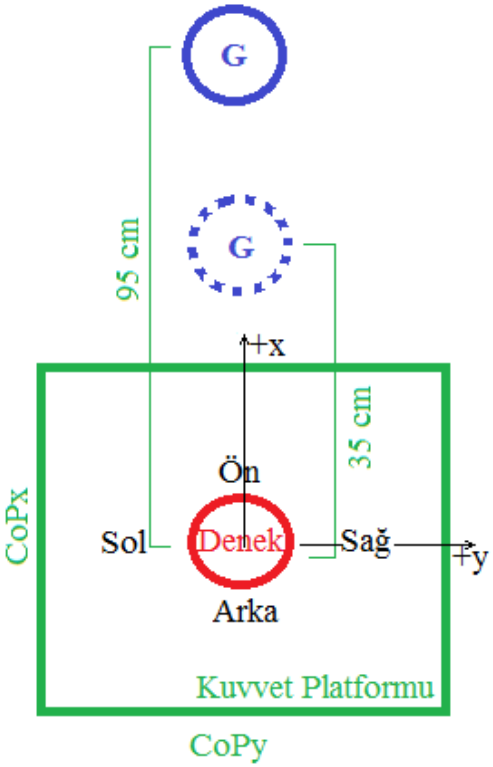

Şekil 2. CoP datasına güvenli elips geçirilmesi uygulaması: Mavi noktalar CoP'nin xy-düzlemindeki gezintisini ifade eden noktalardır. Bu noktaların yoğun olarak toplandığı bölgeyi bir elipsle (kırmızı renkle çizilmiştir) belirlemek mümkündür. Bu elipsin eksenleri, CoPx ve CoPy arasındaki kovaryans matrisinin özdoğrultuları, özdeğerleriyle ölçeklendirilerek bulunmuştur. Merkezi ise CoPx ve CoPy datalarının ortalamasına göre konumlandırılmıştır.

## 3. BULGULAR

Bulguların sunulmasını kolaylaştırmak amacıyla grafikler kullanılmıştır. Bu grafiklerin kolay anlaşılabilmesi açısından, kullanılan renkler ve çizgi biçimlerinin anlamları tablo 2'de, denek ve gönüllülerin deney sırasındaki konumları ise şekil 3'de verilmektedir.

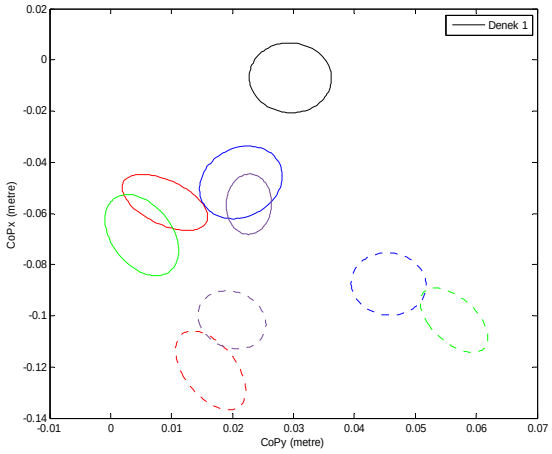
Tablo 2. Grafiklerde kullanılan çizgi ve renklerin anlamları

| | |
|---|---|
| Çizgiler | |
| Sürekli Çizgi | Özel Alanın Dışı (95 cm) |
| Kesikli Çizgi | Özel Alanın İçi (35 cm) |
| Renkler | |
| Siyah | Deneğin Sessiz duruşunu simgeler |
| Kırmızı | Deneğin Gönüllü 1 (tanışık olunan kadın) ile karşılıklı duruşunu simgeler |
| Mavi | Deneğin Gönüllü 2 (tanışık olunan erkek) ile karşılıklı duruşunu simgeler |
| Yeşil | Deneğin Gönüllü 3 (tanışık olunmayan kadın) ile karşılıklı duruşunu simgeler |
| Mor | Deneğin Gönüllü 4 (tanışık olunmayan erkek) ile karşılıklı duruşunu simgeler |




Şekil 3. Deneklerin ve gönüllülerin deney adımlarında kuvvet platformu üzerindeki konumlanışlarının temsili (G harfi gönüllüyü temsil etmekte, kesik çizgi ile gösterilen konum gönüllünün yakın mesafede, sürekli çizgi ile gösterilen konum ise uzak mesafedeki duruşudur.)

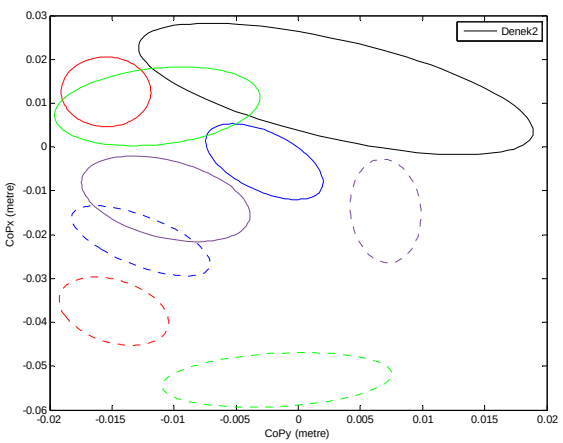
Verilen açıklamalar eşliğinde şekil 4'e bakıldığında sürekli çizgilerle çizilen elipslerin grafiğin üst tarafında kesikli çizgilerle çizilen elipslerin ise grafiğin alt tarafında olduğu görülmektedir. Kesikli çizgilerin gönüllünün deneğe daha yakın olduğu durumu (35 cm) gösterdiği hatırlanırsa, bu deneylerde deneğin gönüllüden uzaklaşma yönünde davrandığı görülebilir. Buradan hareketle özel alan ihlalilin, denek 1 üzerinde sosyal baskı yarattığı ve bu baskıya karşı bir kaçış davranışı geliştirdiği izlenebilmektedir. Bu durum çalışmanın temel teziyle uyumludur.




Şekil 4. Denek 1'in sessiz duruşu (siyah) ve tüm gönüllülerle karşılıklı özel alan içinde (kesikli çizgi) ve dışındaki (sürekli çizgi) duruşlarından elde edilen CoP datasına güvenli elips geçirilmesi uygulaması

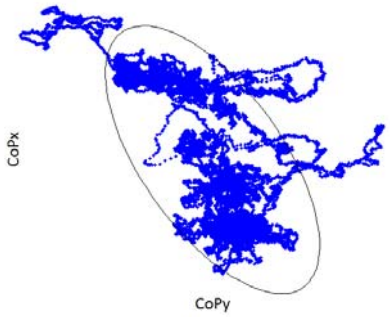
Denekler, her deney için kuvvet platformu üzerinde duracakları pozisyonu, kendilerini en rahat hissettikleri şekilde seçmişlerdir. Bu durumda elipslerin merkezlerinin CoPx vs CoPy düzleminde, farklı iki mesafe deneylerinde rastlantısal dağılması beklenmesine rağmen; denekler yakın mesafe deneylerinde (kesikli çizgili elipsler) kuvvet platformunun gönüllüden uzaktaki (arkaya ve sağa doğru) tarafında durma eğilimi göstermişlerdir ($p_{CoPx}$ = 0.0069 ve $p_{CoPy}$ = 0.0097). Denek 1'den alınan datalar incelendiğinde cinsiyet ve tanışık olup/olmama durumuna ilişkin belirli bir fark görülmemektedir ($p_{cins}$ = 0.1302 ve $p_{Tanış.}$ = 0.6093).

Benzer bulgular diğer deneklerin grafiklerinde ve datalarında da görülmektedir. Aşağıda verilen Şekil 5 (denek 2) ile Şekil 4 (denek 1) karşılaştırıldığında farklı bir durum görülmektedir; mor renkli elipslerle ifade edilen deneğin gönüllü 4 ile karşılıklı duruşunda kaçış geriye doğru değil yana doğru olmuştur. Kaçış cevabında arka ve sağ yan tercihi ilgi çekicidir.




Şekil 5. Denek 2'nin sessiz duruşu (siyah) ve tüm gönüllülerle karşılıklı özel alan içinde (kesikli çizgi) ve dışındaki (sürekli çizgi) duruşlarından elde edilen CoP datasına güvenli elips geçirilmesi uygulaması

Şekil 5'de görülen diğer bir farklı durum ise, denek 2'nin sessiz duruşunun alanının çok büyük olmasıdır. Şekil 6'da görüleceği gibi data iki ayrı yığın olarak kümelenmiştir; buradan deneğin en az bir veya daha fazla kereler ağırlık merkezinin konumunu büyük ölçüde değiştirdiği sonucu çıkarılabilir. Denek 2'nin sessiz duruş alanı kendi ortalamasının ve tüm deneklerin ortalama sessiz duruş alanlarının iki katı kadardır.

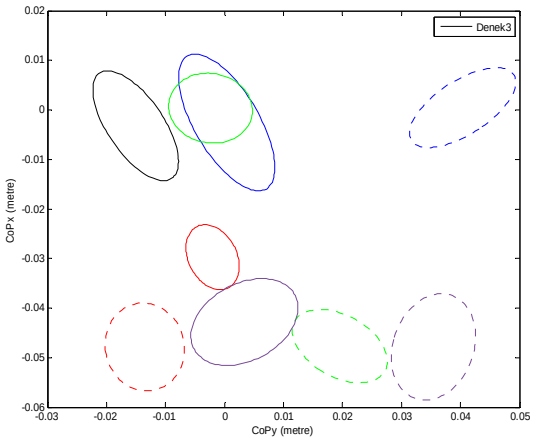



Şekil 6. Denek 2'nin sessiz duruşu (siyah)

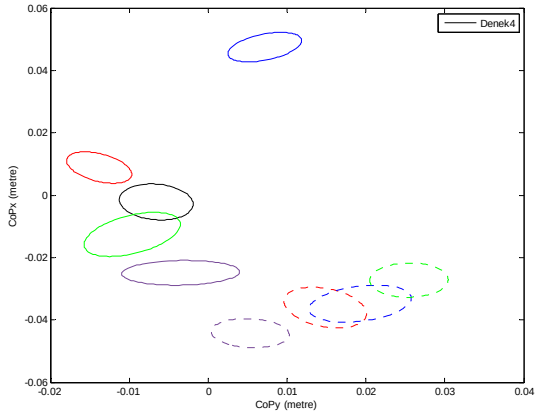
Denek 2'de de üç yollu ANOVA testi temel alındığında cinsiyet ve tanışık olup/olmama durumuna ilişkin belirgin bir fark ortaya çıkmamıştır($p_{cins}$ = 0.7357 ve $p_{Tanış.}$= 0.6936).

Denek 3'ün verilerine geçildiğinde; Şekil 7'de görüleceği gibi dikkat çekici başka bir durumla karşılaşılmaktadır. Sürekli kırmızı çizgi ile gösterilen elips alanının, (Tüm alanlar Ek 1'de verilmektedir) denek 3'ün kendi ortalamasının yaklaşık yarısı kadar olmasıdır. Bunun nedeni bu ölçümün 4. tekrar sonucunda alınmış olması ve tekrarların deneğin gerginliğini artırmış olabileceği

düşünülmektedir. Ancak deney, deneklerin duygulanımların duruşlarına nasıl yansıdığını ölçme yönünde kurgulanmadığı için, bu bulgu gelecek çalışmalar için bir ipucu vermesi ötesinde bir anlam ifade etmemektedir.




Şekil 7. Denek 3'ün sessiz duruşu (siyah) ve tüm gönüllülerle karşılıklı özel alan içinde (kesikli çizgi) ve dışındaki (sürekli çizgi) duruşlarından elde edilen CoP datasına güvenli elips geçirilmesi uygulaması




Şekil 8. Denek 4'ün sessiz duruşu (siyah) ve tüm gönüllülerle karşılıklı özel alan içinde (kesikli çizgi) ve dışındaki (sürekli çizgi) duruşlarından elde edilen CoP datasına güvenli elips geçirilmesi uygulaması

Şekil 8'de sözü edilen kaçış davranışı şekil 4'deki gibi net olarak görülmektedir. Ancak duruşun kişiden kişiye farklılık gösterdiğini göstermek açısından da Şekil 8 iyi bir örnek olmaktadır. Denek 4'ün elips alanlarının ortalaması diğer deneklerin ortalamasının yarısından daha aşağıdadır. Denek 4'ün duruşunda daha az salınım olduğunu söylemek mümkündür (Bak. Ek 1).

## 4. TARTIŞMA

İnsanın salınım yapısı biricik ve kendine özgüdür, bir anlamda parmak izi gibidir.
Bir insanla yüz yüze, göz göze yakın ve uzak mesafede karşılıklı durmak çok karmaşık ve baskısı yüksek zihinsel bir görevdir. Bu eylem sırasında çok yoğun bir zihinsel faaliyetin olduğu düşünülmektedir.

Bu çalışmanın temel hipotezi, sosyal baskının insanın duruşunu etkileyeceği iddiasıdır. Bulgular temel hipotezi doğrulamaktadır. Ancak cinsiyet farkının ve tanışık olup/olmama durumunun yaratacağı düşünülen baskı görülememiştir.

Deney kapsamında deneklerden alınan datanın karşılığının gönüllülerden alınmamış olması çalışmanın en önemli eksiğidir.

## 5. KAYNAKLAR

1. Dault, M.C., Yardley, L. and Frank, J.S., "Does articulation contribute to modifications of postural control during dual-task paradigms?", *Cognitive Brain Research*, **16**, s.434–440, 2003.

2. Mitra, S., "Postural costs of suprapostural task load." *Human Movement Science*, 22, s.253–270, 2003.

3. Riley, M.A., Baker, A.A. ve Schmit, J.M., "Inverse relation between postural variability and difficulty of a concurrent short-term memory task." *Brain Research Bulletin*, 62**,** s.191–195, 2003.

4. Yardley, L., Gardner, M., Bronstein, A., Davies, R., Buckwell, D. and Luxon, L., "Interference between postural control and mental task performance in patients with vestibular disorder and healthy controls." *Journal of Neurology Neurosurgery and Psychiatry*, 71, s.48–52, 2001.

5. Pellecchia, G.L., "Postural sway increases with attentional demands of concurrent cognitive task", *Gait & Posture*, 18, s.29–34, 2003.

6. Berger,L. ,Bernard-Demanze, L., "Age-related effects of a memorizing spatial task in the adults and elderly postural control", *Gait & Posture,* 33, s.300–302, 2011.

7. Sommer R.**,** **"**Personal space"**,** *Encyclopedia of Applied Psychology*, s.15-17, 2004.

8. Hall E. T., *The Hidden Dimension*, Garden City, N.Y., Doubleday [1969, c1966]

9. Lajoie M. G., Richards C. L., Fung J., McFadyen B. J., "Characteristics of personal space during obstacle circumvention in physical and virtual environments", *Gait & Posture,* 27, s.239-247, 2008.

10. Park S.H., Ku J ve etal., "Increased personal space of patients with schizophrenia in a virtual social enviroment", *Psychiatry Research*, 169:3, s.197-202, 2009.

11. Johannsen L.,Wing A., Hatzitaki V., "Factors affecting body balance control during interpersonal light touch", Proceedings of the XIX Conference of the International Society for Posture & Gait Research, Bologna,Italy, June 21-25, 2009, sayfa 75-76.

12. Yalçın S, Özaras N: Yürüme Analizi. Avrupa Matbaacılık, İstanbul, 2001

13. Çelik, H. Linear and nonlinear analysis of human postural sway, Y. Lisans, ODTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2008.

14. Duarte M, Zatsiorsky V. M., "Effects of body lean and visual information on the equilibrium maintenance during stance", *Exp Brain Res*, 146, s.60–69, 2002.

**EKLER:**

**Ek 1:** Elips Alanları (Metin içinde sözü edilen alanlar dikkat çekmesi açısından renklendirilmiştir.)

| | | sessiz duruş | G1-95 | G1-35 | G2-95 | G2-35 | G3-95 | G3-35 | G4-95 | G4-35 | Ortalama |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Alanlar $mm^2$ | **Denek1** | 289,41 | 206,38 | 239,21 | 297,94 | 235,75 | 276,98 | 183,33 | 137,67 | 196,49 | **229,24** |
| | **Denek2** | 574,10 | 90,22 | 101,85 | 107,56 | 105,58 | 227,12 | 176,56 | 191,64 | 105,34 | **186,66** |
| | **Denek3** | 191,79 | 88,98 | 187,51 | 266,65 | 175,94 | 157,03 | 170,80 | 236,75 | 236,55 | **190,22** |
| | **Denek4** | 84,14 | 59,13 | 101,97 | 62,27 | 115,08 | 120,48 | 85,38 | 93,40 | 71,75 | **88,18** |

**Ek 2. Elipslerin Merkezleri**

| Denek1 | | Gönüllü 1 Tanışık olunan Kadın | | Gönüllü 2 Tanışık olunan Erkek | | Gönüllü 3 Tanışık olunmayan Kadın | | Gönüllü 4 Tanışık olunmayan Erkek | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | **Quiet Stance** | **95 cm** | **35 cm** | **95 cm** | **35 cm** | **95 cm** | **35 cm** | **95 cm** | **35 cm** |
| **CoPx** | -0,007 | -0,0557 | -0,1214 | -0,0479 | -0,0876 | -0,0685 | -0,1018 | -0,0564 | -0,1016 |
| **CoPy** | 0,0295 | 0,0089 | 0,0164 | 0,0214 | 0,0456 | 0,0051 | 0,0564 | 0,0227 | 0,0199 |

| Denek2 | | Gönüllü 1 Tanışık olunan Kadın | | Gönüllü 2 Tanışık olunan Erkek | | Gönüllü 3 Tanışık olunmayan Kadın | | Gönüllü 4 Tanışık olunmayan Erkek | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | **Quiet Stance** | **95 cm** | **35 cm** | **95 cm** | **35 cm** | **95 cm** | **35 cm** | **95 cm** | **35 cm** |
| **CoPx** | 0,0132 | 0,0126 | -0,0375 | -0,0033 | -0,0214 | 0,0093 | -0,0531 | -0,0118 | -0,0146 |
| **CoPy** | 0,003 | -0,0155 | -0,0148 | -0,0027 | -0,0127 | -0,0113 | -0,0017 | -0,0107 | 0,007 |

| Denek3 | | Gönüllü 1 Tanışık olunan Kadın | | Gönüllü 2 Tanışık olunan Erkek | | Gönüllü 3 Tanışık olunmayan Kadın | | Gönüllü 4 Tanışık olunmayan Erkek | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | **Quiet Stance** | **95 cm** | **35 cm** | **95 cm** | **35 cm** | **95 cm** | **35 cm** | **95 cm** | **35 cm** |
| **CoPx** | -0,0032 | -0,0297 | -0,0479 | -0,0025 | 0,0005 | 0,0003 | -0,0477 | -0,0428 | -0,0478 |
| **CoPy** | -0,0151 | -0,002 | -0,0135 | 0,0004 | 0,0404 | -0,0024 | 0,0196 | 0,0034 | 0,0354 |

| Denek4 | | Gönüllü 1 Tanışık olunan Kadın | | Gönüllü 2 Tanışık olunan Erkek | | Gönüllü 3 Tanışık olunmayan Kadın | | Gönüllü 4 Tanışık olunmayan Erkek | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | **Quiet Stance** | **95 cm** | **35 cm** | **95 cm** | **35 cm** | **95 cm** | **35 cm** | **95 cm** | **35 cm** |
| **CoPx** | -0,0022 | 0,0088 | -0,036 | 0,0475 | -0,0348 | -0,0126 | -0,0272 | -0,0249 | -0,0442 |
| **CoPy** | -0,0066 | -0,0138 | 0,0148 | 0,0072 | 0,0193 | -0,0096 | 0,0255 | -0,0035 | 0,0053 |

# RİJİT BİR UYDU İÇİN DURUM GERİ BESLEME DENETİM ALGORİTMASI TASARIMI

Nurdan BİLGİN, Metin U. SALAMCI

Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 06570, ANKARA

nurdanb@gazi.edu.tr, msalamci@gazi.edu.tr

**ÖZET**

Bu çalışmada, doğrusal olmayan dinamik sistemlerin denetimi için durum geri besleme denetim algoritması geliştirilmekte ve rijit bir uydu modeline uygulanmaktadır. Doğrusal olmayan sistem denklemi, ardışık Doğrusal Zamanla Değişen sistem(DZD) denklemleri olarak ele alınmakta ve herbir ardışık DZD için kararlılığı sağlayacak zamanla değişen kazanç katsayısı oluşturularak durum geri besleme denetim algoritması tasarlanmaktadır. Ardışık DZD sistem cevaplarının doğrusal olmayan sistem cevabına yakınsadığı gösterilmektedir. Böylelikle, doğrusal olmayan dinamik sistemin denetimi için geçerli olan bir durum geri besleme denetim algoritması oluşturulmaktadır. Geliştirilen yöntem, doğrusal olmayan hareket denklemlerine sahip bir uydu modeline uygulanarak, uydunun konum denetimi yapılmaktadır. Yöntemin başarısı benzetim sonuçları ile gösterilmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Rijit Uydu, Doğrusal Olmayan Dinamik Sistem, Durum Geri Besleme Denetim

**STATE FEEDBACK CONTROL ALGORITHM DESIGN FOR A RIGID SATELLITE**

**ABSTRACT**

In this study, a state feedback control algorithm is proposed for nonlinear dynamical system and is applied to a rigid satellite model. The nonlinear system is approximated as recursive linear time varying (LTV) systems and a stabilizing state feedback control algorithm with time varying state feedback gains is designed for each recursive LTV system. It is shown that the responses of recursive LTV systems converge to the response of the nonlinear system. Therefore, a state feedback control algorithm is designed which is also valid for the control of the nonlinear dynamical system. The proposed method is applied to the position control of a rigid satellite system which is defined by some nonlinear differential equations. The simulation results show the validity of the method.

**Keywords:** Rigid Satellite, Nonlinear Dynamical System, State Feedback Control

## 1. GİRİŞ

Doğrusal olmayan sistemlerin denetimi için denetimci geliştirilmesi, özellikle havacılık ve savunma sanayinde yüksek doğruluk gereksinimi nedeniyle büyük önem taşımaktadır. Bu gereksinim 1950'lerden bugüne kadar, doğrusal olmayan sistemlerin denetim teorisi alanında çok zengin bir literatür oluşmasına neden olmuştur. Doğrusal sistemlerin durum uzayında "durum geri besleme denetim" tasarımı önemli bir uygulama zemini oluşturmuş ve geniş kabul gören bir yaklaşım halini almıştır. Buna paralel olarak, doğrusal olmayan sistemler için durum geri besleme denetimci tasarımı da önemli bir üst başlık olarak literatürde öne çıkmaktadır. Bu alandaki yaklaşımlardan biri de, Durum Değişkenine Bağlı Riccati Denklemi çözümleri kullanılarak bir nevi durum değişkenine bağlı geri besleme kazanç katsayıları kullanmayı öneren SDRE (State Dependent Riccati Equation) yöntemidir.

Yöntem, doğrusal olmayan sistemlerin denetim tasarımında özellikle benzetimlerde oldukça tatminkar sonuçlar verirken, sadece lokal kararlılığın ispatlanmış olması nedeniyle uygulama alanında aynı ölçüde çalışma sonuçları yayınlanmamıştır [1].

Doğrusal olmayan sistemlerin durum geri besleme denetimci tasarımı için diğer bir yaklaşım ise, doğrusal olmayan sistemlerin, ardışık Doğrusal Zamanla Değişen (DZD) sistemler olarak ele alınması yaklaşımıdır. Bu yaklaşım ile ilgili teorik sonuçlar daha önceki çalışmalarda verilmiştir [2]. Doğrusal olmayan sistemlerin ardışık doğrusal zamanla değişen sistemler olarak ele alınması ile kayan kipli denetim tasarımı ve doğrusal olmayan sistemin denetiminin gerçekleştirilmesine yönelik çok sayıda çalışma litaratürde yerini almıştır [2-6].

Bu çalışmada, doğrusal olmayan sistem denklemi, ardışık doğrusal zamanla değişen sistem denklemleri olarak ele alınmakta ve herbir ardışık DZD için kararlılığı sağlayacak zamanla değişen kazanç katsayısı oluşturularak durum geri besleme denetim algoritması tasarlanmaktadır.

Çalışmanın 2. Bölümünde denetim için geliştirilen yöntemin temel teorisi verilmektedir. Bölüm 3'de rigid uydu modeli dinamiği verilmekte ve elde edilen benzetim sonuçları bölüm 4'de sunulmaktadır. Sonuçlar ise 5. Bölümde tartışılmaktadır.

## 2. ARDIŞIK DOĞRUSAL ZAMANLA DEĞİŞEN SİSTEM YÖNTEMİ

Bu çalışmada ele alınan doğrusal olmayan sistem (DOS) modeli aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\dot{x} = A(x)x + B(x)u \qquad (1)$$

Burada $x \in \Re^n$, $u \in \Re^m$, $A(x) \in \Re^{n\times n}$ ve $B(x) \in \Re^{n\times m}$ dir. Görüldüğü üzere DOS, duruma bağlı doğrusal olmayan sistem matrisleri ile tanımlanmaktadır. Sistem matrislerinin verilen bir durum değişken vektöründe değerlendirilmesi ile doğrusal sistem elde edilebilmektedir. Örneğin, sistem $x = x_0$ başlangıç koşulunda değerlendirilerek doğrusal zamanla değişmeyen sistem modeli elde edilebilmektedir. Doğrusal zamanla değişmeyen sistemin zaman cevabı kullanılarak duruma bağlı sistem matrislerinin değerlendirilmesi ile, bu kez de, doğrusal zamanla değişen (DZD) modelleri elde edilebilmektedir. Her seferinde elde edilen zaman cevaplarının kullanılmasıyla ardışık olarak sürekli DZD sistem modelleri elde edilebilmektedir.

Yöntemdeki ilk yaklaşım modelini oluşturan (yakınsama), doğrusal zamanla değişmeyen sistemin denetimi için;

$$A(x_0) = A(x)\big|_{x=x_0},\ B(x_0) = B(x)\big|_{x=x_0}$$

kullanılarak bilinen durum geri besleme denetim tasarım yöntemlerinden birisi kullanılabilir. Örneğin istenen kutup yerlerine göre durum geri besleme kazanç matrisi *K* ve durum geri besleme denetim aşağıdaki gibi elde edilir;

$$u = -Kx \qquad (2)$$

Daha sonraki yakınsama modellerini oluşturacak ardışık zamanla değişen doğrusal sistemler için, doğrusal sistemde kutup yerleştirmeyi sağlayan denetim kullanılarak doğrusal zamanla değişmeyen sistemin zaman cevabı elde edilmekte ve bir sonraki DZD sistemi;

$$A^{[i]}(t) = A(x)\big|_{x=x^{[i-1]}(t)},\ B^{[i]}(t) = B(x)\big|_{x=x^{[i-1]}(t)}$$

kullanılarak elde edilmektedir. Böylelikle her bir yakınsamada ardışık olarak doğrusal zamanla değişen sistem modelleri elde edilmekte ve durum geri besleme kazanç katsayıları DZD sistemini kararlı kılacak biçimde belirlenmektedir. Ardışık DZD sistemleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$\dot{x}^{[i]} = A^{[i-1]}(t)x^{[i]} + B^{[i-1]}(t)u^{[i]} \qquad (3)$$

Eş. 3 ile verilen sistem modelinden elde edilen denetim girişi ($u$) değeri, Eş.1 ile verilen DOS'a uygulanarak, DZD ve DOS sistemlerinin cevapları karşılaştırılmaktadır. Yöntemin teorik temelleri [2 ve 3]'de verilmiş olmakla birlikte, aşağıda ardışık modellerin yakınsamasıyla ilgili Teorem verilmektedir. Teoremin ispatı [2]'de yer almaktadır.

***Teorem:***

*$\kappa_1$, $\kappa_2$, $\kappa_3$, $\kappa_4$ ve $\kappa_5$ ;aşağıda belirlendiği gibi $A(x)$ ve $B(x)$ matrislerini sağlayan sonlu sayılar olsun.*

$$(A.1)\ \ \mu\big(A(x)\big)\le \kappa_{1,} \qquad \forall x\in R^n$$

$$(A.2)\ \big\|A(x)-A(y)\big\|\le \kappa_2\|x-y\|,\ \forall x,y\in R^n$$

$$(A.3)\ \big\|\hat{B}(x)-\hat{B}(y)\big\|\le \kappa_3\|x-y\|,\ \forall x,y\in R^n$$

$$(A.4)\ \big\|\hat{B}(x)\big\|\le \kappa_4, \qquad \forall x\in R^n$$

$$(A.5)\ \mu\big(\hat{B}(x)\big)\le \kappa_5, \qquad \forall x\in R^n$$

*ve*

$$\gamma_2(t) := \frac{\kappa_1 e^{\kappa(t-t_0)}\|x_0\|}{\left\{\kappa_1+\kappa_4\left(1-e^{\kappa_1(t-t_0)}\right)\right\}} * \left\{\begin{array}{l} \frac{1}{2}\kappa_2\kappa_4(t-t_0)^2 + \\ \left(\kappa_2+\kappa_3+\frac{\kappa_2\kappa_4}{\kappa_1-\kappa_5}\right)(t-t_0) + \\ \left(\frac{\kappa_2\kappa_4+\kappa_3(\kappa_5-\kappa_1)}{(\kappa_5-\kappa_1)^2}\right)(e^{(\kappa_5-\kappa_1)(t-t_0)}-1) \end{array}\right\}$$

*$t\in[t_0,T]$ için $|\gamma_2(t)|<1$. Bu durumda Eş. 3'deki yakınsama dizisinin çözümü $C\big([t_{0,}T],R^n\big)$'de Eş. 1'deki çözüme yakınsar.*

Eş 1'deki $A(x)$ ve $B(x)$ katsayı matrisleri $i=1$ için $[i-1]$'inci yakınsamanın ardından zamanla değişen $A(t)$ ve $B(t)$ katsayı matrisleri halini alırlar. Geliştirlenen denetimin temel koşulu, $x\in\Re^n$, $u\in\Re^m$ olmak üzere verilen bir $[t_0,T]$ zamanı içinde $\big(A(t),B(t)\big)$ çiftinin denetlenebilir olmasıdır. Bu koşul sağlandığı sürece sistem denetlenebilir. DZD sistemlerde "Kutup Yerleştirme" Yöntemiyle denetçi tasarlanabilmesi için (ayrıntılı teorem ve kanıtlar [7]'da verilmektedir);

1) $x\in\Re^n$, $u\in\Re^m$ olmak üzere belirlenen $[t_0,t_f]$ zamanı içinde $\big(A(t),B(t)\big)$ çiftinin kontrol edilebilir olması,
2) $t\ge 0$ için, $\dot{A}(t)$ ve $\dot{B}(t)$ türevleri sınırlı ve $\sup_{t\ge0}\big\|\dot{A}(t)\big\|=\dot{a}_M<\infty$ ve $\sup_{t\ge0}\big\|\dot{B}(t)\big\|=\dot{b}_M<\infty$ büyüklükleriyle ölçülebilir olması, gerekmektedir.

Yukarıda verilen koşulların sağlanmasıyla, her bir ardışık DZD sistemi için durum geri besleme denetim tasarımı gerçekleştirilebilmektedir.

## 3. RİJİT UYDU MATEMATİK MODELİ

Yukarıda teorik arka planı sunulan yöntem, doğrusal olmayan hareket denklemlerine sahip bir uydu modeline uygulanarak geçerliliği sınanmaktadır. Fiziksel kontrol problemi olarak özellikle çok çalışılan bir model seçilmiştir [8]. Bunun nedeni yöntemin geçerliliğinin sınanabilmesidir. Gaz jet motoruyla sürülen rigid uydunun hareket denklemleri aşağıdaki gibi verilmektedir.

$$\dot{\boldsymbol{\phi}} = \boldsymbol{\omega_x} + \boldsymbol{tan\theta}\left(\boldsymbol{\omega_y}\sin\boldsymbol{\phi} + \boldsymbol{\omega_z}\cos\boldsymbol{\phi}\right)$$

$$\dot{\boldsymbol{\theta}} = \boldsymbol{\omega_y}\cos\boldsymbol{\phi} - \boldsymbol{\omega_z}\sin\boldsymbol{\phi}$$

$$\dot{\boldsymbol{\psi}} = \frac{\boldsymbol{\omega_y}\sin\boldsymbol{\phi} + \boldsymbol{\omega_z}\cos\boldsymbol{\phi}}{\cos\boldsymbol{\theta}}$$

$$\mathbf{J}\begin{bmatrix}\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathbf{x}}\\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathbf{y}}\\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathbf{z}}\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\mathbf{0} & \boldsymbol{\omega_z} & -\boldsymbol{\omega_y}\\ -\boldsymbol{\omega_z} & \mathbf{0} & \boldsymbol{\omega_x}\\ \boldsymbol{\omega_y} & -\boldsymbol{\omega_x} & \mathbf{0}\end{bmatrix}\mathbf{J}\begin{bmatrix}\boldsymbol{\omega}_{\mathbf{x}}\\ \boldsymbol{\omega}_{\mathbf{y}}\\ \boldsymbol{\omega}_{\mathbf{z}}\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}\boldsymbol{\tau}_{\mathbf{x}}\\ \boldsymbol{\tau}_{\mathbf{y}}\\ \boldsymbol{\tau}_{\mathbf{z}}\end{bmatrix}$$

Burada: $(\boldsymbol{\phi},\boldsymbol{\theta},\boldsymbol{\psi})$ sırasıyla yalpa, yunuslama ve sapma açıları, $(\boldsymbol{\omega}_{\mathbf{x}},\boldsymbol{\omega}_{\mathbf{y}},\boldsymbol{\omega}_{\mathbf{z}})$ ise uydunun açısal hız bileşenleridir. $\boldsymbol{J}$ uydunun, simetrik pozitif tanımlı atalet momenti matrisidir. Kullanılan kaynakta belirtilmediği için bu çalışmada atalet moment matrisi aşağıdaki gibi alınmıştır.

$$\boldsymbol{J} = \begin{bmatrix}\mathbf{1001} & \mathbf{19.6} & \mathbf{8.3}\\ \mathbf{19.6} & \mathbf{623} & \mathbf{13.6}\\ \mathbf{8.3} & \mathbf{13.6} & \mathbf{703}\end{bmatrix}$$

Burada, $(\tau_x, \tau_y, \tau_z)$ gaz jet motoru tarafından sağlanan torkları temsil etmektedir.

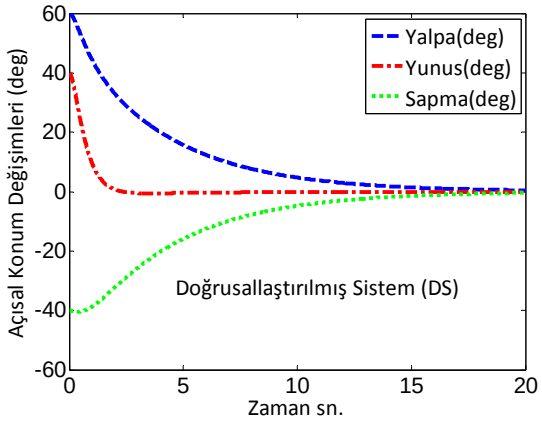
## 4. BENZETİM SONUÇLARI

Bu bölümde, bölüm 3'de verilen doğrusal olmayan dinamik uydu modelinin geliştirilen denetimci ile denetlenmesinden elde edilen benzetim sonuçları verilmektedir. Her yakınsamanın ilk değeri

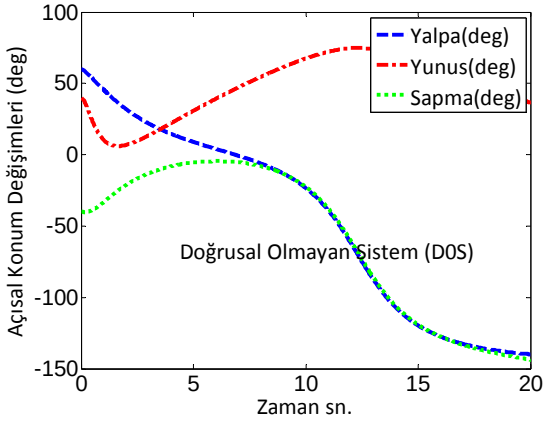
$$x_0 = [60 \;\; 40 \;\; -40 \;\; 0 \;\; 0 \;\; 0]^T$$

alınmıştır.

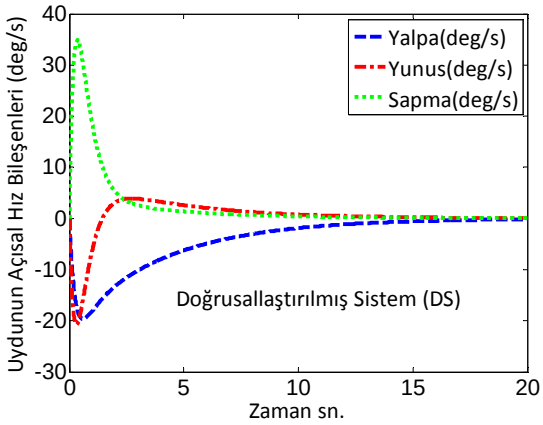
Yer kısıtlaması nedeniyle sadece yakınsamaların hızının takip edilmesi açısından ilk yakınsama, beşinci ve onuncu yakınsamaların gösterilmesi yolu seçilmiştir.



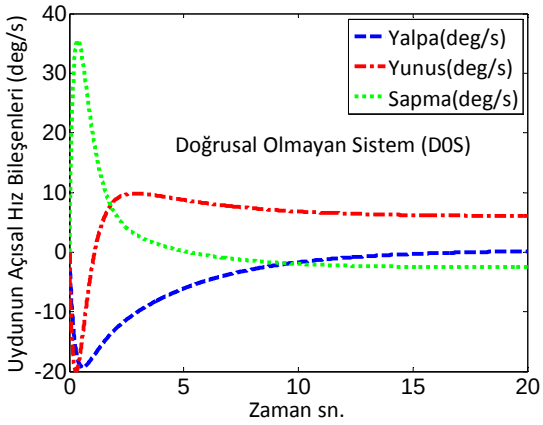

Şekil-1. İlk yakınsama doğrusallaştırılmış sistemin (DS) konum açılarının değişimi




Şekil-2. İlk yakınsama doğrusal olmayan sistemin (DOS) konum açılarının değişimi




Şekil-3. İlk yakınsama doğrusallaştırılmış sistemin (DS) hızlarının değişimi

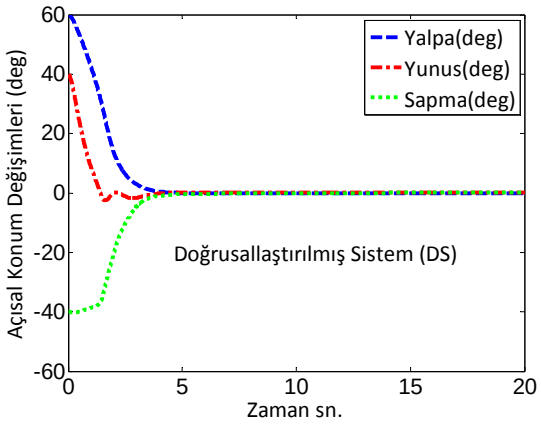



Şekil-4. İlk yakınsama doğrusal olmayan sistemin (DOS) hızlarının değişimi

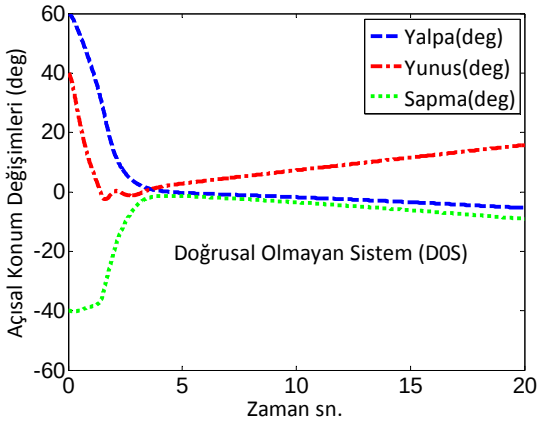
Şekil 1. ve Şekil-3 sırasıyla $x_0$ başlangıç koşulu etrafında doğrusallaştırılmış sistemin konum açılarının (yalpa, yunus ve sapma) zamana bağlı koordinatlarını ve koordinat değişimlerini göstermektedir. Şekil 2 ve Şekil 4 ise sırasıyla doğrusal olmayan sistemin konum açılarının (yalpa, yunus ve sapma) zamana bağlı koordinatlarını ve koordinat değişimlerini göstermektedir. Görüldüğü üzere, ilk yakınsama (doğrusal zamanla değişmeyen sistem) modelinden elde edilen denetim giriş vektörü doğrusal olmayan sistemi denetlemede yetersizdir.

Şekil 5 ve Şekil 8 sırasıyla beşinci yakınsama için doğrusallaştırılmış ve doğrusal olmayan sistemin konum açılarının ve koordinat değişimlerini göstermektedir. Bu ara adım yakınsamaların değişiminin görülmesi açısından önemli bulunmaktadır. Görüldüğü üzere, beşinci yakınsamada elde edilen DZD

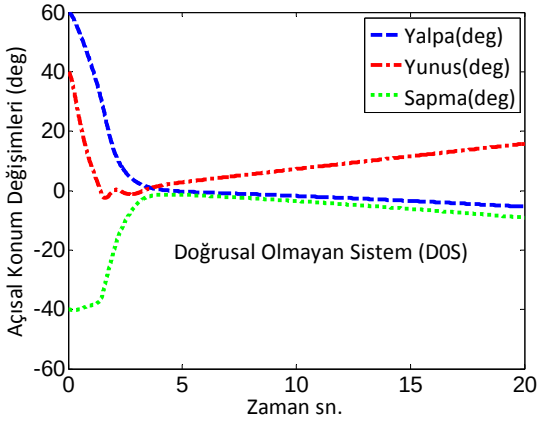
sistemi kullanılarak tasarlanan denetim giriş vektörü, hala DOS sistemini yeterli doğrulukta denetleyememektedir.



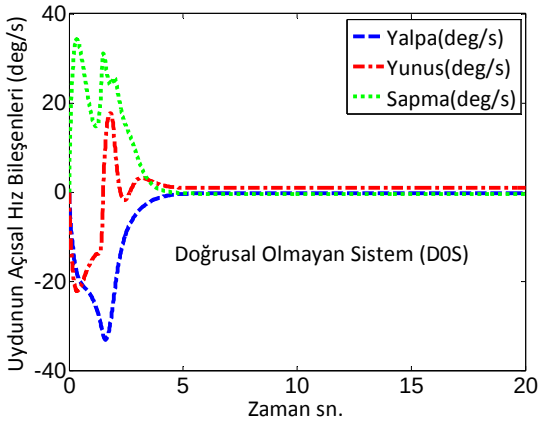

Şekil-5. Beşinci yakınsama doğrusallaştırılmış sistemin (DS) konum açılarının değişimi




Şekil-6. Beşinci yakınsama doğrusal olmayan sistemin (DOS) konum açılarının değişimi

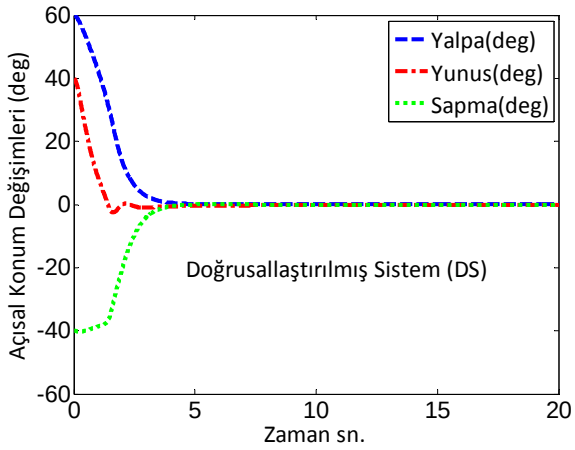



Şekil-7. Beşinci yakınsama doğrusallaştırılmış sistemin (DS) hızlarının değişimi

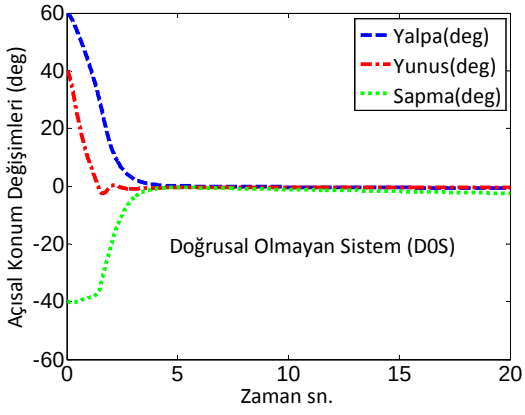



Şekil-8. Beşinci yakınsama doğrusal olmayan sistemin (DOS) hızlarının değişimi

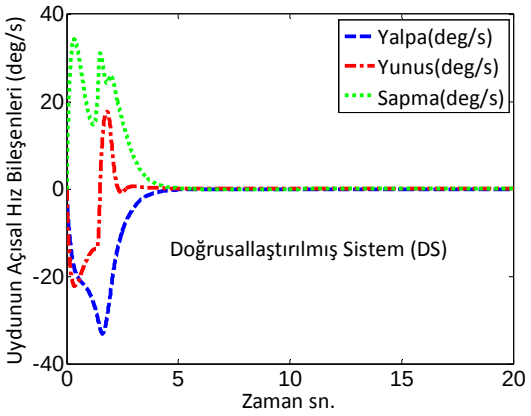
Son olarak onuncu yakınsamanın grafiklerinde (Şekil 9-13) beşinci yakınsamadaki grafiklerden farklı olarak kontrol torku grafiği de gösterilmektedir.



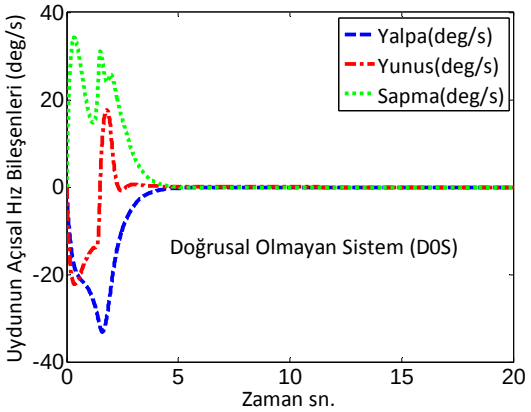

Şekil-9 Onuncu yakınsama doğrusallaştırılmış sistemin (DS) konum açılarının değişimi



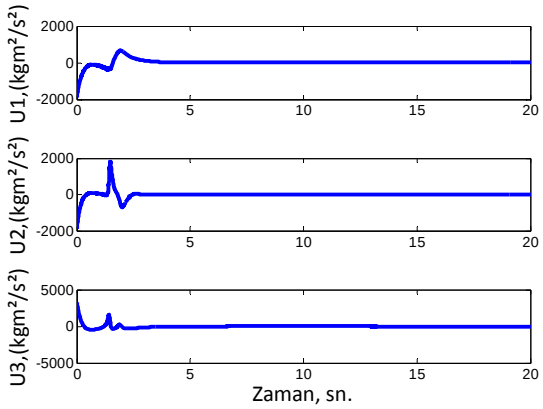

Şekil-10 Onuncu yakınsama doğrusal olmayan sistemin (DOS) konum açılarının değişimi




Şekil 11. Onuncu yakınsama doğrusallaştırılmış sistemin (DS) hızlarının değişimi




Şekil 12. Onuncu yakınsama doğrusal olmayan sistemin (DOS) hızlarının değişimi




Şekil-13. Onuncu yakınsamanın Kontrol Torkları

## 5. SONUÇ

Bu çalışma, doğrusal olmayan sistemin ardışık olarak doğrusal zamanla değişen sistemler olarak ele alınıp, değişken kazanç katsayısı ve zamanla değişen kazanç katsayıları kullanan denetçinin tasarlanması için bir yöntem sunmaktadır.

Bölüm 4'de benzetim sonuçları verilen 10. yakınsama sonunda, belirlenen zaman periyodunda arzu edilen konum denetimi başarılmıştır. Beşinci yakınsama ile onuncu yakınsamanın farkına bakıldığında yakınsama hızının oldukça yavaş olduğu görülmektedir. Ancak yapılan çalışmanın önerdiği yöntemin yavaş yakınsama problemi dikkate alınmaksızın durum konum denetiminde hızlı ve kesinlikli bir denetimci modeli olduğu görülmektedir. Onuncu yakınsamada, DZD sisteminin zaman cevabının DOS zaman cevabına yakınsadığı açıkça görülmektedir.

## 6. KAYNAKLAR

1. Çimen, T., "Survey of State-Dependent Riccati Equation in Nonlinear Optimal Feedback Control Synthesis", Journal Of Guidance, Control, and Dynamics, Vol. 35, No. 4, s.1025-1048, 2012
2. Salamcı, M. U., "Two new switching surface design techniques for nonlinear systems with their applications to missile control" Doktora Tezi, ODTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1999.
3. Salamcı, M. U., and Banks, S.P., "Optimal Sliding Surface Design for a Class of Nonlinear Systems", 4th International Conference on Optimization: Techniques and Applications, 2:743-750, Perth, Australia, (1998).
4. Bilgin, N., "Esnek sistemlerin kayan kipli denetimi ve bir uydu modeline uygulanması" Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2007.
5. Bilgin, N., Salamcı M.U., "Esnek kanada sahip bir uydu modeli için kayan kipli denetci tasarımı", 13. UMTS, 309-316, 2007.
6. Bilgin, N., Salamcı M.U., "Bir uydu modelinin kayan kipli denetçi ile konum ve titresim kontrolü için iki farklı denetim yöntemi", TOK, İzmir, 2011.
7. Kautsky, Nichols, Van Dooren, "Robust Pole Assignment in Linear State Feedback", International Journal of Control, 41(5): 1129-1155 (1985).
8. Marino, R., Tomei P.**,** "Nonlinear Control Design" Prentice Hall, 1995.

# AZ TAHRİKLİ PARMAK MEKANİZMASININ KİNEMATİK ve KİNETİK ANALİZİ

Ömer Faruk ERGİN, Şükrü SU, İbrahim UZMAY

Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 38039,KAYSERİ
omer@erciyes.edu.tr, su@erciyes.edu.tr, iuzmay@erciyes.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmanın amacı protez olarak kullanılabilecek çok parmaklı robotik el modeli ortaya koymaktır. İnsan elinin kinematik ve kinetik sınırlarının göz önünde bulundurulduğu bu robotik el tasarlanırken, biyolojik yapıya en yakın karekterde olan aztahrikli bir parmak modeli esas alınmıştır. Aztahrikli mekanizma modelinin tercih edilmesinin nedenleri ise sistemdeki tahrik unsurunun azalmasına paralel olarak kontrol edilmesi gereken parametrelerin azalması, ayrıca basit tasarım, hafiflik ve maliyet avantajları olarak sıralanabilir. Bu avantajların yanısıra yapılarında barındırdıkları ve aztahrikli mekanizmayı oluşturan, elastik elemanlar ile mekanik limitlerin gerçekleşecek kavrama operasyonu açısından optimize edilmesi gerekmektedir.
Bu çalışma kapsamında robotik ele ait bir parmağın kinematik ve kinetik analizleri yapılmıştır. Elde edilen bu analizler neticesinde kavrama kararlılığı incelenmiştir. Tasarlanan robotik ele Cutkosky sınıflandırmasına uygun kavrama modelleri uygulanıp, cisim kavrama kabiliyeti tanımlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:**Aztahriklilik, Robotik el, Robotik parmak

# KINEMATIC AND KINETIC ANALYSIS OF AN UNDERACTUATED FINGER

## ABSTRACT

The aim of this study is to model a multi-fingered robotic prosthesis hand. Considering human hand capabilities, design of this robotic hand is based on an under-actuated finger model which has the closest characteristics to the biological structure. Other advantages of underactuated mechanism model are as follows: parameters that have to be controlled lessen with decrease of actuation in the system, model's simple design, weight and low cost. In spite of these advantages, mechanic limits and elastic parts that form the underactuated mechanism have to be optimized in according to the grasp operation. In this study, kinematic and kinetic analysis of a finger of the robotic hand are performed. Actuation stability is examined by these analysis. Cutkosky classification compatible actuation models are applied to the modeled robotic hand and its object actuation capabilities are defined.

**Keywords:** Underactuated, Robotic hand, Robotic finger

## 1. GİRİŞ

Günümüzde robotik el modelleri geliştirilmesi üzerine yapılan çalışmalar hız kazanmıştır. Bu durumun temel nedeni insansı (humanoid) robotlar ile servis robotlarının sayılarının hızla artması olsada son yıllarda geliştirilen biyolojik entegrasyonlu kontrol sistemleri sayesinde protez olarak kullanılabilecek robotik ellerde bu ihtiyacın doğmasına katkıda bulunmaktadır. Bahsi geçen robot eller içinde de aztahrikli karakterde olanların sayılarının önemli bir yer kapladığı görülmektedir, bu ilgiye neden olan avantajlar bu bildiride detaylandırılacaktır.

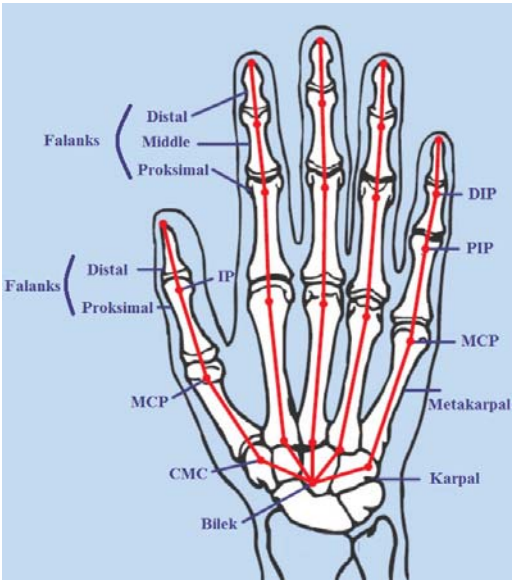
Literatürde yer alan aztahrikli robot elleri inceleyecek olur isek; Barrett Technology Inc. in piyasaya sunduğu Barrett eli el üç parmağa, sekiz serbestliğe ve bunları tahrik eden toplam dört adet fırçasız DC motora sahiptir. Her ne kadar görüntüsü itibari ile diğer biyonik el modellerinden farklılık arz ets ede sahip olduğu serbestliklerinin yerleşimi sayesinde çok esnek kullanım kabiliyeti sunmaktadır [1]. Bu özelliği sayesinde endüstriyel tutucu olarak kullanılmasının yanı sıra uzay araştırmalarında da kullanılmaktadır. N. Fukaya ve arkadaşlarının sundukları "TUAT/Karlsruhe" eli beş parmaklı ve yirmi serbestliğe sahiptir. Mevcut olan yirmi serbestlik tek bir tahrik elemanı ile tahrik edildiğinden bu el aztahrikli mekanizmaların temel örneklerinden birisidir [2]. M.C. Carroza [3] ve arkadaşlarının geliştirdiği "SPRING" eli ise tendon iletim mekanizmalı, üç parmaklı, sekiz serbestlikli ve tek tahrik unsuruna sahip yeni nesil az tahrikli ellere bir örnektir. SPRING elinin yapısında barındırdığı diferansiyel mekanizması ile şekil adaptasyonu geliştirilmiştir. Bu el örneğinde kavrama analizi yapılırken, deneysel düzenekten ölçülen kuvvet değerlerinin kavrama operasyonu esnasında temas noktaları değiştiği için net belirlenemediği tespit edilmiş ve genelleştirilmiş kavrama yaklaşımı sunulmuştur. J.L. Pons[4] ve arkadaşlarının ortaya koyduğu Manus eli ise sahip olduğu başparmak dizaynı ile benzerlerinden ayrılmaktadır. Bu el toplamda beş pamaklı, on serbestlikli ve üç tahrik elemanına sahiptir. Ayrıca başparmağında bulunan Cenova mekanizması sayesinde iki eksenli mafsalın hareketini tek tahrik elemanı ile sağlamaktadır.

T. Laliberte ve C. Gosselin [5] tarafından az tahrikli robotik ellerin dizaynı ve simülasyonu hakkında çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalarında iki serbestlik dereceli tek tahrikli parmak modelini baz alarak aztahrikli mekanizmalarda bulunan elastik elemanların ve mekanik limitlerin gerekliliği açıklanmıştır. Kuvvet analizi parmakta bulunan her uzuv için Newton-Euler eşitliklerini yazarak yapıp; tahrik kuvveti, temas kuvveti, yay kuvveti, mekanik limitte oluşan temas kuvveti gibi etki eden tüm faktörler göz önünde bulundurulmuştur.

A.Kragten [6] ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmada aztahrikli iki parmaklı bir el modelinin kavrama stabilitesi araştırılmıştır. Yapılan deneysel çalışmanın sonucu olarak parmaklar arası mesafenin kavrama rijitliğine önemi belirlenmiş olup, yay rijitliklerinin bu mesafeye nazaran sistem dinamiğine etkisinin daha az olduğu ortaya koyulmuştur.

## 2. AZTAHRİKLİ ROBOT ELLER

Biyonik el tasarımında öncelikli hedef; insan elinin sahip olduğu serbestlik derecesine ve kompakt boyutlara sahip olan, benzer eklem hareketlerine izin veren ve estetik kaygıların göz önünde bulundurulduğu bir çok parmaklı el tasarımı ve kontrolü olacaktır. Buradaki kısıtlayıcı etkenlerden en önemlisi insan elinin boyutlarının oluşturduğu bir hacime tahrik unsurları, tahrik iletim unsurları ve uzuvların sığdırılması ile bunların hareketlerinin gerçek zamanlı kontrolüdür.




Şekil 1. İnsan eline ait parmak eklemleri [7]

Şekil - 1 görüldüğü gibi insan eline ait DIP (distal interphalangeal) ve PIP (proximal interphalangeal) eklemleri bir dönme serbestliğine sahiptir. MCP ler (metacarpo-phalangeal) ise en az iki serbestliğe sahiptir. CMC (carpometacarpal) in ise iki veya üç serbestliği olduğu kabul edilir. Bu yüzden literatürde birbirinden farklı serbestliklere sahip el tasarımları mevcuttur.

### 2.1. Aztahriklilik Kavramı

Aztahriklilik (underactuation) kavramı robotik biliminde sık kullanılan eski bir olgudur. Bu tanım, teorik olarak giriş değişkeni sayısının çıkış giriş değişkeni sayısından az olduğunu tarifler, robotik biliminde ise mevcut serbestlik derecesinden daha az sayıda tahrik unsurunun olduğunu belirtir [8]. Bu aztahriklilik hali analizleri zorlaştırsa dahi tasarımı basitleştirmek için bize birçok fayda sağlamaktadır.

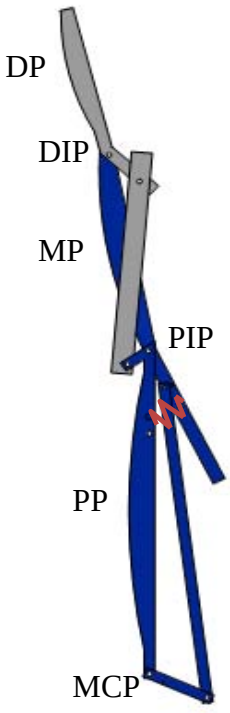
Tasarlanacak mekanizmanın sabit bir yörünge içerisindeki hareketi tasarımcı için yeterli olacak ise bu isteği tek serbestlikli bir tasarım yaparak karşılayabilir. Fakat robotik elin gerçekleştireceği kavrama operasyonu gibi karmaşık ve değişebilir yörünge ihtiyacının doğduğu tasarımlarda çok serbestlikli tasarımlara ihtiyaç doğmaktadır. Ortaya koyulacak olan çok serbestlikli mekanizmanın, tolere edilebilecek kısıtlamalar ile daha az sayıdaki tahrik unsuru ile tahrik edilmesi halinin getireceği faydalar aşağıda açıklanmıştır.

### 2.2 Aztahrikli Parmak Uygulamaları

Parmak mekanizmalarında aztahriklilik halini sağlamak için pasif elastik elemanlar (genellikle yaylar) veya bazı mekanik limitler kullanılır. Bu sayede uzuvlar önceden belirlenmiş bir sıra içerisinde kavranan cismin etrafını sararak kavrama işlemini gerçekleştirir. Parmaktaki eklemler birbirinden bağımsız hareket ettirilemeyeceği ve birbirlerine göre bağıl hareketleri önceden belirlenmiş tasarım parametrelerine göre olacağı için bu parametrelerin dikkatle seçilmesi gereklidir [8].

Şekil 2. de gösterilen AR III [9] eline ait işaret parmağı kavrama işlemini gerçekleştirirken, kavranacak nesneye önce PP (proximal phalanx) temas eder, PP nin temasından sonra parmağa uygulanan tork mekanizmada yer alan yaydaki öngerilmeyi aşarak MP' yi ( middle phalanx) ve eş zamanlı olarak da DP' yi (distal phalanx) cismin üzerine doğru döndürür.
Bünyesinde yay barındıran aztahrikli el mekanizmalarında kullanılan yayın rijitliği kavrama operasyonu üzerinde önemli şekilde etkilidir. Yay rijitliği arttıkça kavrama kuvvetinde artma olsa da elin kavradığı nesnenin şekline adaptasyonunda azalma meydana gelir.

Yapılan araştırmalarda başparmak ve işaret parmağının kavrama olayında nispeten daha önemli rol aldığı ve aktif parmaklar olarak adlandırıldığı, diğer parmakların ise pasif parmaklar olarak nitelendirildiği görülmüştür. Bu tesbit robot el tasarımlarında kolaylık sağlamış olup, beş parmağın ayrı ayrı kontrol edilmesi zorunluluğunu ortadan kaldırmıştır. Örnek olarak AR III [9] eli incelenir ise; el beş adet parmağa ve her parmakta iki tane olmak üzere toplam on serbestliğe sahiptir. Aztahrikli bir parmak mekanizması tasarımı sayesinde başparmaktaki iki serbestlik bir servo motor ile, işaret parmağındaki iki serbestlik bir servo motor ile ve geri kalan üç pasif parmaktaki altı serbestlik yine bir servo motor ile tahrik edilmiştir.




Şekil 2. AR III robot eline ait işaret parmağını mekanizması

### 2.3. Az Tahrikli Parmakların Avantajları

Son yıllarda bu kavram özellikle robotik el uygulamalarında kendine geniş bir kullanım alanı bulmuştur. Gittikçe yaygınlaşan kullanımın temel ve en önemli nedeni sistemdeki tahrik unsurunun azalmasına paralel olarak kontrol edilmesi gereken parametrelerin azalacağıdır. Bu durumda eğer aztahrikli bir mekanizma ile bize gerekli olan kinematik şartları sağlayabiliyorsak, tamtahrikli bir mekanizmaya göre başta kontrol kolaylığı olmak üzere birçok avantajımız olacaktır.

Bu avantajları şu şekilde sıralayabiliriz;

- Kontrol kolaylığı
- Basit tasarım
- Hafiflik
- Maliyet

#### 2.3.1. Kontrol Kolaylığı

Aztahrikli mekanizmaların kontrolünün daha kolay olnasının temel nedeni kontrol edilecek parametrelerin azalmasıdır. Fakat bunun yanında mevcut mekanizmamız, bir robotik elde bulunan parmak mekanizmasıdır ve bu parmağın kontrolünde yüzeysel EMG sinyalleri ve kasların kasılma miktarları gibi girdiler kullanılabilir. Bu girdilerin çok sayıda tahrik unsurunu birbirinden bağımsız yönetmesi güçtür.

#### 2.3.2. Basit Tasarım

Aztahrikli ellerin bir başka önemli avantajı ise zaten az sayıda olan tahrik elemanlarının birinci eklemde veya avuç içinde olmasıdır. Bu durum bize parmak boyunca sensörlerve kablolar için uygun hacmi sağlar, ayrıca parmak üzerine kozmetik amaçlı olarak geçirilen yapay deri içinde uygunluk arz eder.

#### 2.3.3. Hafiflik

Tahrik unsurlarının tamtahrikli mekanizmalara göre sayıca az olması aztahrikli mekanizmaları hafifleten temel nedendir. Bunun haricinde parmak üzerinde herhangi bir tahrik elemanı bulunmaması mekanizmayı sistem dinamiği içinde daha çok istenen bir durumdur, bu sayede MCP ekleminde bulunan tahrik elemanının karşılaması gereken tork değeri yalnızca uzuv kütlelerini hareket ettirecek ve kavrama operasyonu için belirlenmiş tork değerinden ibarettir.

#### 2.3.4. Maliyet

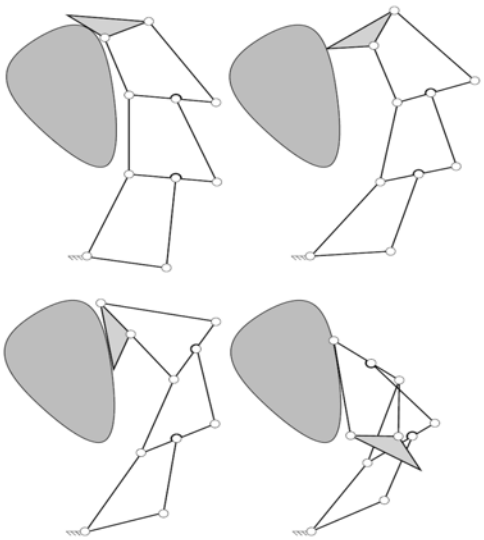
Aztahrikli mekanizmalarda nispeten daha basit kontrol kartları kullanılması ve daha az motor kullanıldığı için toplam maliyette önemli yer tutan bu iki kalemin azalması ile kayda değer bir tasarruf söz konusudur.

### 2.4. Az Tahrikli Parmakların Dezavantajları

Aztahrikli parmak mekanizmalarında en öne çıkan olumsuzluk, sistemin hareket kabiliyetinin nispeten kısıtlı olması ve eklemlerin birbirlerine göre bağıl hareketlerinin sistemin tasarımına göre belirli bir sıra içerisinde gerçekleşme zorunluluğu olmasıdır. Şekil 3.1. de ki mekanizma incelecek olursa DIP ve PIP eklemleri MCP eklemi hareket edip PP bir direnç ile karşılaşmadığı sürece dönme hareketlerini yapamayacaklardır. Bu durum tasarımın esnekliğini kısıtlamakta olsa da insan elinin günlük kavrama hareketleri incelenecek olur ise, çok sayıda kavrama operasyonunda MCP ekleminin hareketinin neredeyse DIP ve PIP in hareketi için bir ön şart olduğu görülecektir.

Bu mekanizmalara ait bir diğer olumsuzluk ise karmaşık kinematik zincirlere sahip olmasıdır. Genellikle son iki eklemde tahrik elemanı bulunmadığı için bu uzuvlara hareketin iletilmesi için mekanizmaya yeni uzuvlar eklenecek, bu da kinematik zinciri nispeten karmaşıklaştıracaktır.

Aztahrikli parmaklarda kavrama sırasında karşılaşılabilen olumsuzluklardan birisi ise katlanma olayıdır. DP yani uç falanksın nesneye teması sırasında kuvvet ve moment dengesi sağlanmadığı takdirde cismin etrafını sarmak yerine nesneyi iteceği için kavrama operasyonu gerçekleşemeyecektir. Bu yüzden parmak tasarımı yapılırken karşılaşılabilecek cisim geometrileri göz önünde bulundurulup bunu yanı sıra parmak mekanizmasında oluşacak bağ kuvvetlerinin doğrultuları da dikkate alınıp optimizasyona gidilmelidir.



Şekil 3. Aztahrikli bir parmak mekanizmasında meydana gelen katlanma olayı [10]

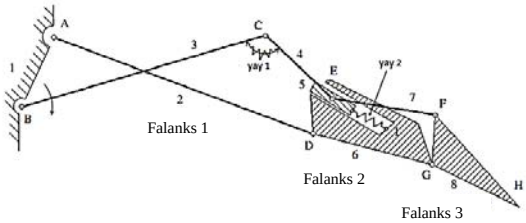
## 3. KİNEMATİK ve KİNETİK ANALİZ

### 3.1. Kinematik Analiz

Az tahrikli robot ellerin kinematik analizlerinin yapılmasında üç farklı yöntem kullanılmaktadır. Bunlardan ilki L. Birglen [11] ve arkadaşları tarafından sunulan iletim matrisi [T] kullanılarak yapılan hesaplamadır. Bu yöntemde Jakobien benzeri bir iletim matrisi oluşturulur ve bahsi geçen matris yapısında iletim mekanizmasının fonksiyonlarını barındırır. T matrisi ile açısal hızlar arasındaki değişim hesaplanabilir. Ayrıca bu yöntemde giriş torku ve sistemde bulunan elastik elemanlardan dolayı oluşan torklar tek bir sütun matriste ve temas kuvvetlerinden oluşan momentlerde tek bir sütun matriste yazılır. Bahsi geçen iletim matrisi T ve Jakobien matrisi J kullanılarak giriş torku vasıtasıyla temas kuvvetleri de belirlenebilir.

C. Barceanu ve arkadaşları tarafından yapılan parmağa ait kinematik analizde DH notasyonundan faydalanılmıştır. Parmak mekanizmasına ait DH oluşturulup sonrasında düz ve ters kinematik işlemleri tamamlanmıştır. [12]

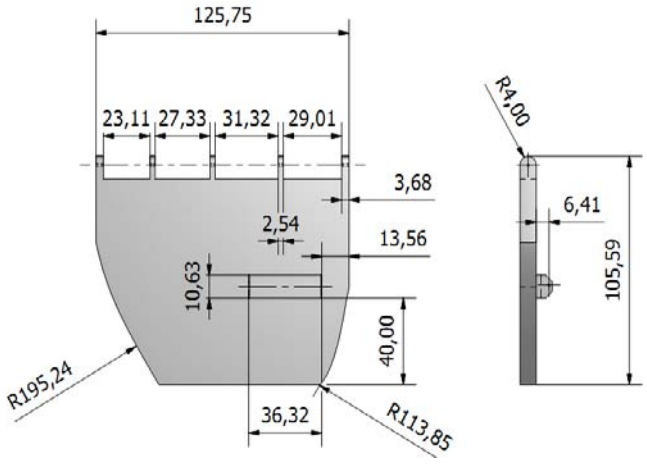
W. LiCheng [13] ve arkadaşlarının yaptıkları kinematik analizde ise aktif serbestlik kavramını ortaya koymuşlardır. Bu yönteme göre az tahrikli ve çok serbestlikli bir parmak mekanizmasında, serbestlikler objeye temas sırasına göre devreye gireceği için ilk temas eden falanksın açısal pozisyonunda giriş değişkeni gibi bilindiği kabul edilir. Şekil 4 incelenecek olur ise parmak hareketine başladıktan sonra bir numaralı falanks objeye temas edene kadar mekanizmada bulunan elastik elemanlar sayesinde iki ve üç numaralı falankslar bağıl pozisyonlarını korumaktadır. Bu falanksların bağıl pozisyonlarını korumaları mekanizmanın ikinci serbestliğinin henüz devrede olmaması ile açıklanmaktadır.



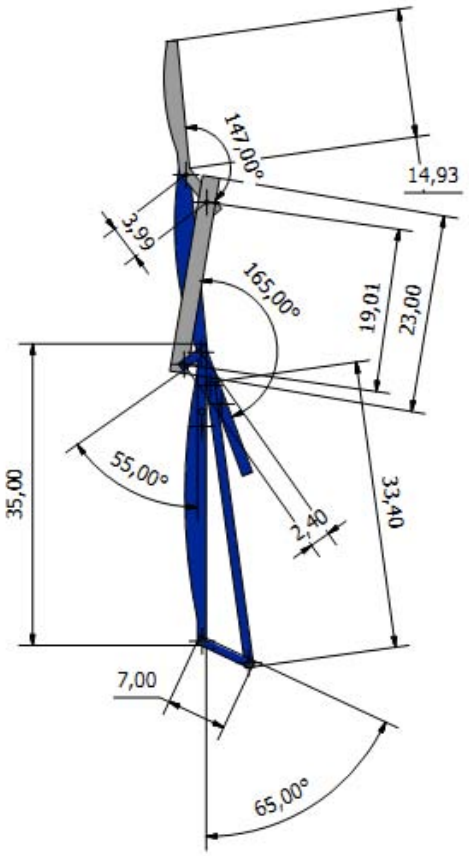

Şekil 4. Aztahrikli parmak [13]

İlk temas eden falanksın açısal pozisyonunun biliniyor olduğu kabulünün pratikte ki karşılığı ise MCP ekleminde yer alan Hall-Effect sensöründen alınacak verilerdir. MCP eklemindeki Hall-effectsensörü, uzuv üzerinde bulunan dokunma sensöründe herhangi bir temas belirtisi halinde bu temasın oluştuğu açısal pozisyonu parmakların kontrol eden data kartına gönderecektir. Bu sayede PP uzvunun temas sonucu elde edilecek olan açısal pozisyonu hesaplanacaktır.

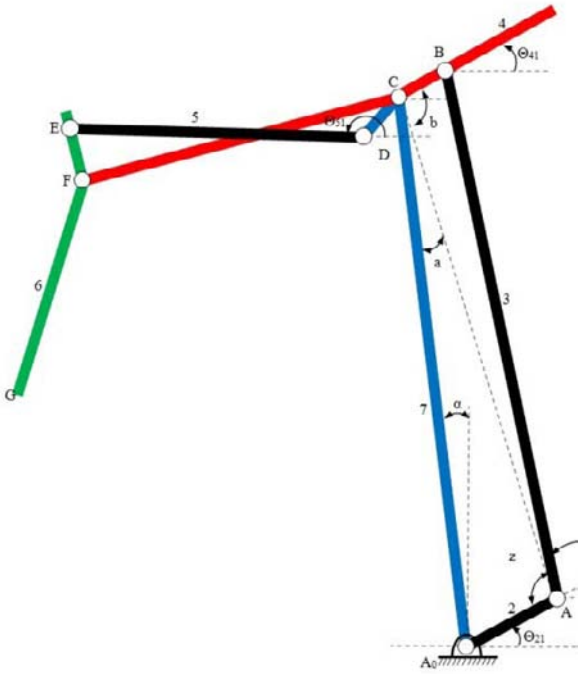
Bu bölümde, şekil 6 de tam kavrama halindeki şematik gösterimi verilen AR III parmak mekanizmasının konum analizi yapılmıştır.



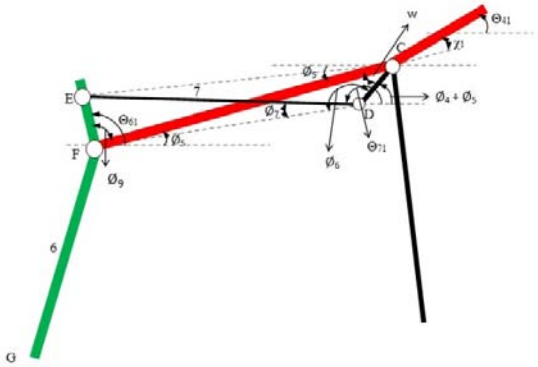

Şekil 5. Avuç ölçüleri




Şekil 6. İşaret parmağı ölçüleri




Şekil 7. Uzuv açıları I




Şekil 8. Uzuv açıları II

$\alpha = 10^o$, $\theta_{21} = 335^o - 395^o$, $x_1 = 15^o$, $\theta_{54} = \alpha + 90$

$AB = 33.4 \times 10^{-3}$, $A_0A = 7 \times 10^{-3}$, $CB = 5 \times 10^{-3}$, $A_0C = 35 \times 10^{-3}$

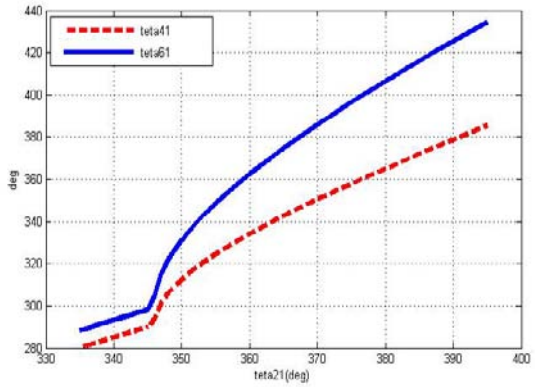
$CF = 24.5 \times 10^{-3}$, $ED = 19 \times 10^{-3}$, $CD = 5 \times 10^{-3}$, $EF = 35 \times 10^{-3}$

$A_0D = 31.6 \times 10^{-3}$, $A_0G = 28 \times 10^{-3}$, $CG = 6.92 \times 10^{-3}$

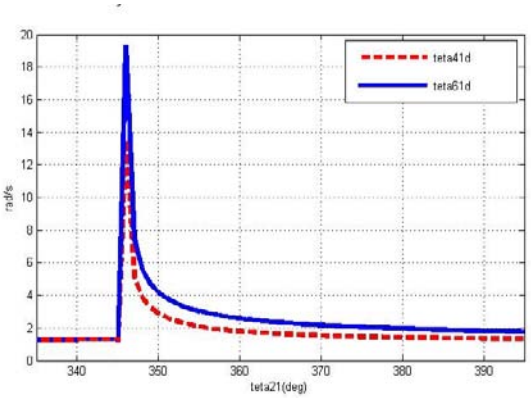
$BF = 28 \times 10^{-3}$, $A_0G = 28 \times 10^{-3}$, $CG = 6.92 \times 10^{-3}$

- $AC^2 = A_0C^2 + A_0A^2 - (2 \times A_0C \times A_0A \times \cos[(\alpha + \pi/2) + (2\pi - \theta_{21})]$
- $a = \text{acos}[(A_0C^2 + AC^2 - A_0A^2) / (2 \times A_0C \times AC)]$
- $b = \text{acos}[(CB^2 + AC^2 - AB^2) / (2 \times CB \times AC)]$
- $A_0B^2 = A_0C^2 + CB^2 - (2 \times A_0C \times CB \times \cos(a+b))$
- $z = \text{acos}[(A_0A^2 + AB^2 - A_0B^2) / (2 \times A_0A^2 \times AB)]$
- $\theta_{31} = 180 - [(360 - \theta_{21}) + z]$
- $\theta_{41} = a + b + (270)$
- $w = (360^o - 220^o - a - b)$
- $DF^2 = CF^2 + CD^2 - (2 \times CF \times CD \times \cos(w))$
- $\Theta_6 = \text{acos}[(DF^2 + CD^2 - CF^2) / (2 \times CD \times DF)]$
- $\Theta_7 = \text{acos}[(DF^2 + ED^2 - EF^2) / (2 \times ED \times DF)]$

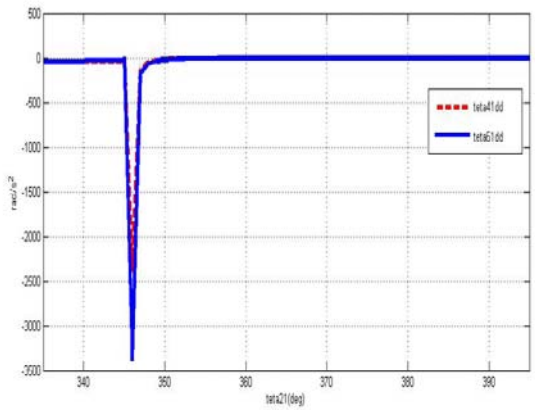
- $\Theta_5 = \Theta_{41} - x_1$
- $EC^2 = ED^2 + CD^2 - ( 2 \times ED \times CD \times \cos(\theta_6 - \theta_7))$
- $\Theta_9 = \text{acos}[(CF^2 + EF^2 - EC^2) / (2 \times CF \times EF)]$
- $\Theta_{61} = \Theta_9 + \Theta_5$
- $\Theta_{71} = \Theta_6 + (35^o + \alpha)$




Şekil 9. MP ve DP nin yerdeğiştirmesi




Şekil 10. MP ve DP nin açısal hızları




Şekil 11. MP ve DP nin açısal ivmesi

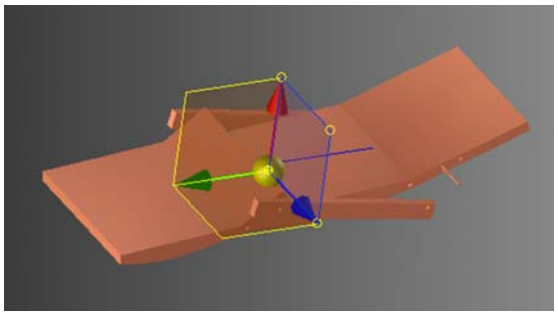
### 3.2. Kuvvet Analizi

Bu bölümde kavrama operasyonu sırasında mafsallarda ortaya çıkan bağ kuvvetleri incelenecektir. Yapılan kuvvet analizi neticesinde kavranacak cisme uygulanan kuvvetler, mekanizmada kullanılacak yayın rijitliği, gerekli olan giriş momenti gibi önemli tasarım kriterleri belirlenecektir. Analitik analizlerin çözümlenmesi esnasında Matlab yazılımından faydalanılmıştır.

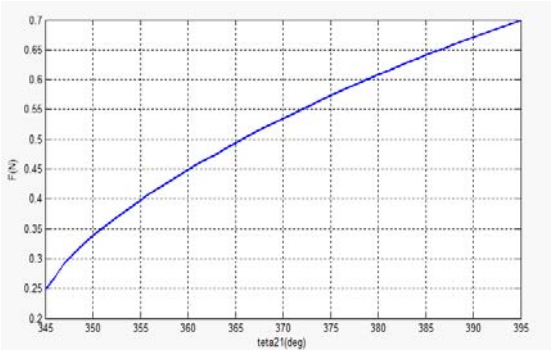
#### 3.2.1. Yay Rijitliği

Aztahrikli mekanizmalarda aztahriklilik halinin sağlanabilmesinin bünyesinde barındırdığı elastik elemanlar ve mekanik limitler sayesinde olduğu açıklanmıştır. Bu elastik elemanların varlığı sayesinde serbestlik kavramı sınırlandırılarak, sıralı serbestlik adını verdiğimiz hareket şartı sağlanır. Yani yay vasıtası ile o esnada giriş uzvuna göre bağıl hareket yapmasını istemediğimiz uzuvları sabit olarak tutup mekanizmanın yekpare olarak hareketini sağlayabiliriz. Yine önceki bölümlerde anlatıldığı üzere içerisinde yay barındıran aztahrikli mekanizmalarda bu yayın rijitliğinin kavrama üzerinde bir etkisi vardır. Bu rijitlik katsayısı belirlenirken mümkün olan en küçük değer seçilmelidir. Bunun temel nedeni yay rijitliğinin arttıkça parmağın şekil adaptasyonun azalması yani kavranması gereken cismin şekline daha zor uyum sağlamasıdır. Ayrıca yay rijitliğini buna bağlı olarak da yay kuvvetini arttırdığımızda giriş uzvumuza uyguladığımız tork değerinide arttırmak zorunda kalırız. Bunun nedeni ilk falanks temasını sağlayıp ikinci serbestliğe geçildiği anda giriş momentinin yayda oluşan kuvveti yenip üst falanksları hareket ettirme zorunluluğudur. Seçilebilecek en küçük değeri seçerken şu şekilde bir sınırlama getirebiliriz; yayın bir arada tutması gereken uzuvların toplam kütlesi ile ortak ağırlık merkezinin yerini hesaplayıp bu noktadan PIP eklemine göre moment alırız. Daha sonra bu momenti karşılayacak olan yayın moment kolu olan HC mesafesini kullanarak uygulanması gereken yay kuvvetini buluruz. Şekil-11 de beş parmak arasında en ağır olan orta parmağa ait; yayın bir arada tutması gereken uzuvların ortak ağırlık merkezi belirlenmiştir. Buna göre ağırlık merkezinin PIP eklemine olan uzaklığı 15mm dir. Bu uzuvların toplam kütlesi ise yaklaşık 10 gram dır. Parmağın nihai

donanımları (deri, sensörler, kablolar) uzuv üzerine eklendiğinde bu kütlenin 25 gram olacağı öngörülmüştür. Bu durumda yazılacak moment dengesinden k=80 N/m olarak belirlenir.



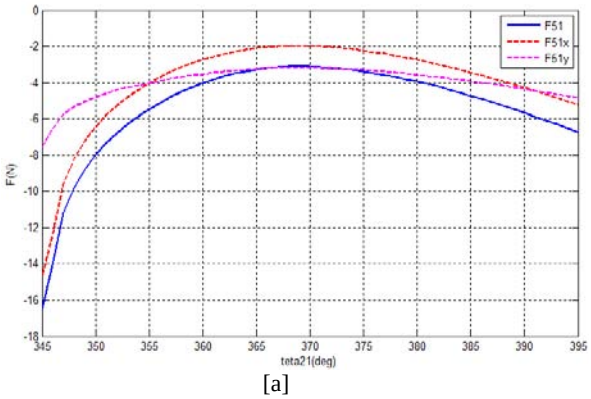
Şekil 12. Ağırlık merkezi



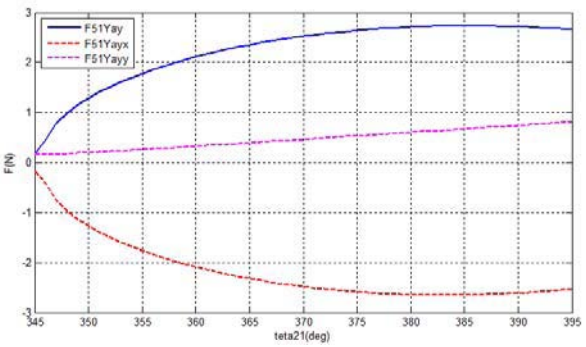

Şekil 13. Yay Kuvveti

### 3.2.2. Bağ Kuvvetleri

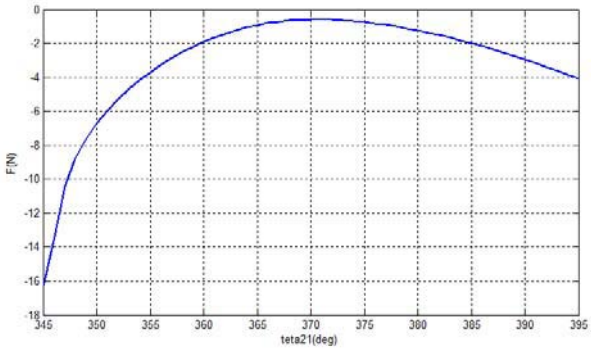
Mekanizmanın kuvvet analizi yapılırken $M_{12}$ etkisi ve $F_{yay}$ etkisi ayrı ayrı incelenecek olup süperpozisyon ilkesini göre birleştirileceklerdir. Uzuvların serbest cisim diyagramı oluşturularak elde edilen bağ kuvvetleri grafikleri aşağıda verilmiştir.




[a]

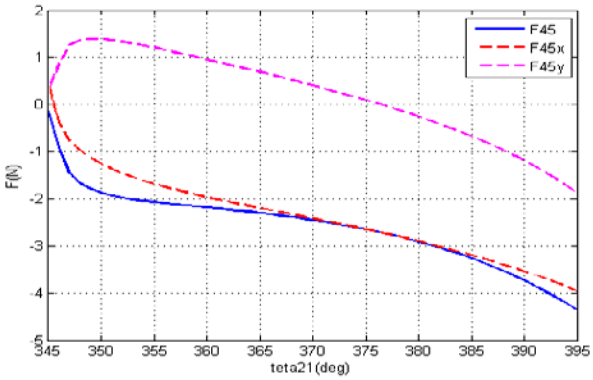



[b]

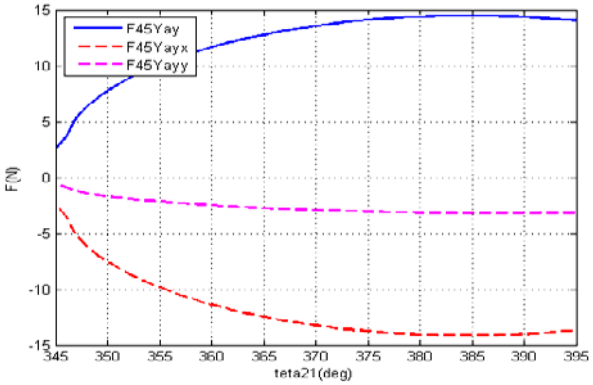



[c]

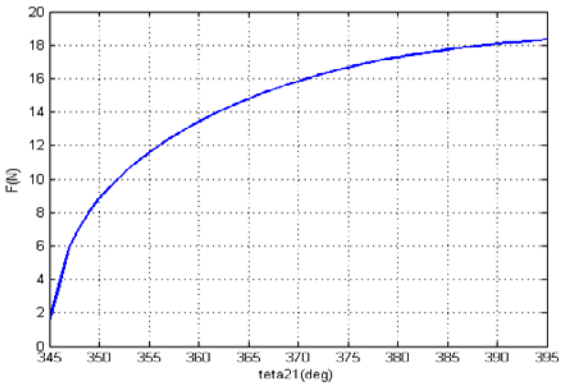
Şekil 14. $F_{51}$ Kuvveti; a- Tahrik momenti etkisi ile, b- Yay kuvveti ile, c- Toplam




[a]




[b]

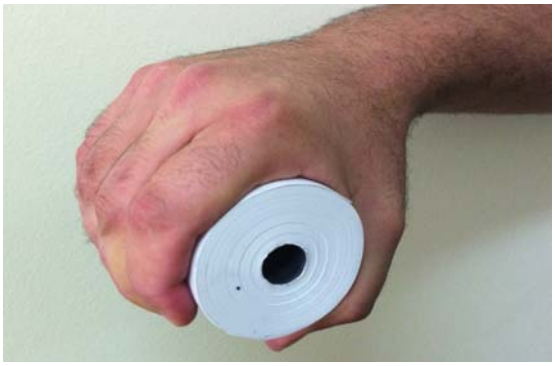



[c]

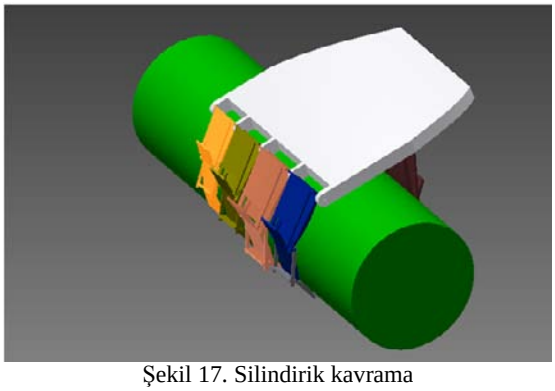
Şekil 15. $F_{45}$ Kuvveti; a- Tahrik momenti etkisi ile, b- Yay kuvveti ile, c- Toplam

### 3.3. Kavrama Kabilyeti

İnsan eli kavrama yetenekleri açısından çok geniş bir yelpazeye sahiptir. Gerek şekil kapalı gerekse kuvvet kapalı birçok kavrama operasyonunu sorunsuzca gerçekleştirebilir. Bu başlık altında Cuktosky [14] tarafından modellenen ve insan elinin günlük hayatta karşılaştığı bazı cisimlerin robotik el ile kavranması gösterilmiştir. Aşağıdaki şekillerden de görülebileceği üzere robotik elin tasarımı bu kavrama operasyonlarının birçoğunu gerçekleştirmeye yeterlidir.



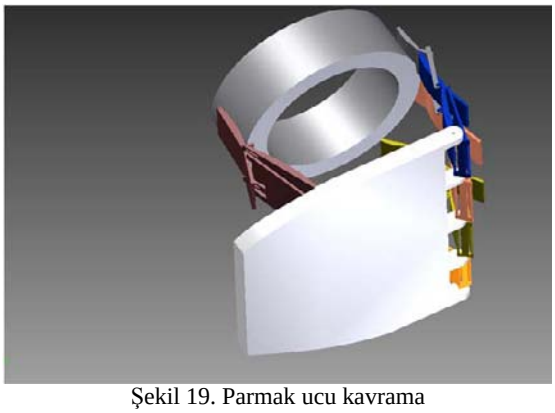
Şekil 16. Silindirik kavrama



Şekil 17. Silindirik kavrama



Şekil 18. Parmak ucu kavrama



Şekil 19. Parmak ucu kavrama

### 4.SONUÇ

Yapılan çalışmanın sonucunda, AR III robotik el modeli insan elinden örneklenen falanks boyutları ile yeniden boyutlandırılmıştır. Ortaya çıkan mekanizmada falankslara ait kinematik bileşenler analitik olarak elde edilmiş olup, konum değişkenleri kullanılarak bağ kuvvetlerinin tayini yapılmıştır. Daha sonra bilgisayar modeli üzerinde bir takım kavrama operasyonları gerçekleştirilip şekil adaptasyonu incelenmiştir.

Elde edilen veriler ışığında yapılan çalışmayı geliştirmek amaçlı irdelemelerde bulur isek, öncelikle yapılan tek parmağa ait kuvvet analizlerini çok parmaklı hal için tekrar değerlendirmeli ve çok parmaklı kavramada kuvvet dağılımlarının incelenmesi gerekmektedir. Bir diğer husus bu çalışmanın devamı niteliğinde olacak ve tasarlanan robotik elde kullanılacak bir kontrol sistemi belirlenmelidir. Bu kontrol sisteminin geliştirilmesi ile şu an tasarımın olumsuz yanlarından birisi olan sabit giriş torku değeri değişken bir tork girişi ile değiştirilebilir. Her bir parmağa birbirinden faklı ve değişken giriş

torkları uygulayıp bunların kontrol edilmesi neticesinde elin kavrama performansında ciddi bir artış gözlemlenecektir. Bahsi geçen performans artışı özellikle hassas ve karmaşık geometriye sahip cisimlerin kavranması sırasında ortaya çıkacaktır. Son olarak yapısal bir geliştirme olarak robotik elde bulunan başparmağın MCP eklemine bir dönme serbestliği daha eklenerek robotik elin daha insansı şekilde hareketi sağlanabilir. Bu ilave serbestlik ayrıca robotik elin şuan gerçekleştiremediği çeşitli kavrama operasyonlarının gerçekleşmesine de olanak sağlayacaktır.

## 5. KAYNAKLAR


1. Townsend, W., 2000. The barrett hand grasper programmably flexible part handling an dassembly. Industrial Robot: An International Journal, 27(3):181-188
2. Fukaya, N.,Toyama, S., Asfour, T.,Dillmann, R., 2000. Design of the tuat/karlsruhe humanoid hand. Intelligent Robotic Systems, 3: 1754–1759
3. Carroza, M., Suppo, C.,Sebastiani, F., Massa, B.,Vecchi, F., Lazzarini, R., Cutkosky, M., Dario. P., 2004. Thespringhand: development of a self-adaptive prosthesis for restoring natural grasping. Autonomous Robots 16, 125–141
4. Pons, J.,Rocon, E., Ceres, R., Reynaerts, D., Saro, B., Levin, S., Moorleghem, W., 2004. The manus hand dextrous robotic supper limb prosthesis: mechanical and manipulation aspects. Autonomous Robots 16, 143-163
5. Laliberte, T., Gosselin, C., 1998. Simulation and design of underactuated mechanical hands. Mechanismand Machine Theory, 33: 39–57
6. Kragten, G., Kool, A., Herder, J., 2009. Ability to hold grasped objects by underactuated hands: performance prediction and experiments, pp. 2493-2498. IEEE International Conference on Robotics and Automation, May 12-17, 2009, Kobe.
7. Crawford, A., Gracia, A., 2010. Design of a robotic hand with a biolgically inspired parallel actuation system for proshetic applications, pp.1-8. International Design Engineering Technical Conferences & Computersand Information in Engineering Conference, August 15-18, 2010, Montreal.
8. Sciliano, B., Khatip, U., 2008. Springer Handbook of Robotics. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, London, New York, pp. 1586
9. Da-peng Yang, et al, “An antropomorphic robot hand developed based on underactuated mechanism and controlled by EMG signals”, Journal of Bionic Engineering 6, 2009, pp. 255-263
10. Van Der Smagt, et al, “Robotics of human movements”, Journal of Physiology, 103, 2009, pp. 119–132
11. Birglen, L.,Gosselin, C., 2004. Kinetostatic analysis of underactuated fingers. IEEE Transactions On Robotics And Automation, 20(2); 211-221.
12. Pisla, D., Ceccarelli, M.,Husty, M., Corves, B., 2010. New Trends in Mechanism Science. Springer Dordrecht Heidelberg, London, New York, pp.708
13. LiCheng, W., Carbone, G.,Ceccareli, M., 2009. Designing an underactuated mechanism for a 1 active DOF finger operation. Mechanism and Machine Theory, 44: 336–348
14. Cutkosky, M., Wright, P., 1989. Modeling manufacturing grips and correlations with the design of robotic hand. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 5(3):269-279

# YENİ BİR UYARLAMALI-GÜRBÜZ KONTROLCÜ GELİŞTİRİLMESİ VE ÜÇ BOYUTLU BİR MEKANİK MANİPÜLATÖRE UYGULANMASI

Recep BURKAN, Ömür Can ÖZGÜNEY

İstanbul Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 34320, Avcılar/İstanbul

burkanr@istanbul.edu.tr, omur.ozguney@istanbul.edu.tr

## ÖZET

Robotun kaldırdığı yükün kütle atalet momenti, kaldırılan yükün ağırlık merkezi, şekli ve ağırlığı değiştiğinden dolayı robotun parametreleri tam olarak hesaplanamamaktadır. Robot parametrelerinin belirsiz olması durumunda ise uyarlamalı kontrol veya gürbüz kontrol teknikleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada daha önceden yapılmış olan uyarlamalı ve gürbüz kontrol kanunları incelenerek yeni bir kontrol sistemi tasarlanmış ve bu kontrol sistemi üç boyutlu bir robota uygulanmıştır. Bu çalışmada robot parametrelerinin bilinmediği kabul edilmektedir. Önce yeni Lyapunov fonksiyonu tanımlanmış, uyarlamalı-gürbüz kontrol kuralı bu Lyapunov fonksiyonundan elde edilmiştir. Böylece sistemin kararlılığı garantilenmiştir. Bu geliştirilen kontrolcü robot kolunun izleyeceği farklı yörüngeler için robot modeline uygulanmış, bilinen uyarlamalı kontrolcü ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, yeni oluşturulan kontrol sisteminin verdiği sonuçların tatmin edici olduğu, bilinen uyarlamalı kontrole göre yörünge izleme performansının daha iyi olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Uyarlamalı Kontrol, Gürbüz Kontrol, Kararlılık Analizi

# DEVELOPMENT OF A NEW ADAPTIVE-ROBUST CONTROLLER AND APPLICATION TO A THREE DIMENSIONAL MECHANICAL MANIPULATORS

## ABSTRACT

The robots parameters can’t be calculated exactly since mass moment of inertia, weight and shape of the object being handled are changed. In the case of robot parametric uncertainties, adaptive and robust control techniques are used. In this study, previous adaptive-robust controllers are examined and a new adaptive-robust control law is developed. And this new controller is applied to a three-dimensional robot model. In this study, parameters of robot are assumed to be unknown. First, a new Lyapunov function is defined and this adaptive-robust controller was derived from new Lyapunov function. Thus, stability of unknown system is guaranteed. This new control system applied to three-dimensional mechanical manipulators with different trajectory and the new controller was compared with a previous adaptive controller. As a result, it is seen that the result of the new developed control system is satisfactory and has a better tracking performance comparing to known adaptive controller.

**Key Words:** Adaptive Control, Robust Control, Stability Analysis

## 1. GİRİŞ

Son yıllarda mekanik manipülatörlerin kontrolü üzerinde birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalar genel olarak mekanik manipülatörlerin parametrelerinin bilindiği varsayılarak yapılmıştır. Parametrelerin bilinmiyor olması veya belirsiz olması durumunda yapılan çalışmalar ise şöyledir: Reed [1], robot manipülatörlerine uyarlamalı kontrolcü uygulamıştır. Ve bu sistemin kararlılık analizini incelemiştir. Kararsızlıkların, giriş bozukluklarından, zamanla değişen sistem parametrelerinden ve modellenemeyen dinamiklerden meydana geldiğini açıklamıştır. Burkan [2], robot manipülatörleri için yeni uyarlamalı kontrolcü stratejileri önermiştir. Bu stratejiler Lyapunov trigonometrik fonksiyonları esas alınarak yapılmıştır. Burkan ve Uzmay [3], çalışmalarında üç boyutlu döner eklemli manipülatörleri incelemişlerdir. Bu manipülatörlere, gürbüz, uyarlamalı ve kayan kipli kontrol metotlarını uygulamışlardır. Spong [4], n eklemli rijit robotlara uyarlamalı kontrol uygulamıştır. Geliştirmiş olduğu kontrolcü, sağlamlık ve tasarım açısından avantajlı bir sistemdir. Soltanpour ve Siahi [5], robot manipülatörlerin yörünge izleme takibi üzerinde çalışmalar yapmışlar ve yeni bir yaklaşım ortaya koymuşlardır. Bu yaklaşımı iki eksenli bir robot manipülatörüne uygulamışlardır. Sonuçları simulasyon yaparak incelemişlerdir. Izadbakhsh ve Fateh [6], çalışmalarında serbest model dayanıklı kontrol yaklaşımını analitik bir şekilde incelemişlerdir. Bu çalışmayı Puma 560 tipi bir robota uygulamışlardır. Simülasyon sonuçlarıyla kontrol sisteminin tatmin edici sonuçlar verdiğini ispat etmişlerdir. Uzmay ve diğerleri [7], iki eklemli, yük taşıyan bir robot manipülatörüne uyarlamalı ve gürbüz kontrolcüler uygulamışlardır. Sistemin kararlılık analizini Lyapunov teoreminden faydalanarak incelemişlerdir. Burkan [8], belirsizliklere maruz kalan bir manipülatör için yeni bir gürbüz kontrolcü geliştirmiştir. Kontrol kanununu Lyapunov teoreminden yaralanarak geliştirmiştir. Fateh ve Farhangfard [9], çalışmalarında konum hatasının azaltılması için yeni bir yaklaşım geliştirmişlerdir. Bu yaklaşımı, iki eksenli bir robot manipülatörüne uygulamışlar ve çok eksenli robot manipülatörleri için de geçerli bir yaklaşım olduğunu kanıtlamışlardır. Burkan [10], çalışmasında robot manipülatörlerindeki kontrol parametrelerini, trigonometrik fonksiyonlar şeklinde göstererek yeni bir uyarlamalı-gürbüz kontrolcü geliştirmiştir. Geliştirdiği fonksiyonları, Lyapunov fonksiyonlarını esas alarak tanımlamıştır. Simulasyon sonuçlarının tatmin edici olduğunu çalışmasında göstermiştir.

## 2. GELİŞTİRİLEN KONTROLCÜ

Spong, sürtünme ve diğer rahatsız edici koşullar yok sayılırsa, n uzuvlu manipülatör dinamik modeli aşağıdaki gibi tanımlamıştır:[11]

$$M(q)\ddot{q} + C(q,\dot{q})\dot{q} + G(q) = \tau \qquad (2.1)$$

Burada q, n boyutlu genelleştirilmiş koordinat vektörüdür, $\tau$ uygulanan torkun (veya kuvvetin) vektörü, M(q) simetrik, pozitif atalet matrisi, C(q,q')q' n boyutlu merkezcil ve Coriolis ifadesinin vektörü. G(q) ise yerçekimi kuvvetinin vektörüdür.

Denklem 2.1 ayrıca şu şekilde ifade edilir:

$$Y(q,\dot{q},\ddot{q})\pi = \tau \qquad (2.2)$$

$\pi$, p boyutlu atalet parametresinin vektörüdür ve Y'de eklem pozisyonlarının, hızlarının, ivmelerinin bilinen fonksiyonlarının nxp matrisidir.

Arzu edilen konum, hız ve zaman vektörleri de $q_d$, $\dot{q}_d$ ve $\ddot{q}_d$ şeklinde ifade edilir. Anlık ölçülen konum ve hız hataları $\tilde{q} = q_d - q$ ve $\dot{\tilde{q}} = \dot{q}_d - \dot{q}$ dir.

Yukarıdaki bilgiler kullanılarak şu denklemler elde edilir:

$$\dot{q}_r = \dot{q}_d + \Lambda\tilde{q}\,; \qquad \ddot{q}_r = \ddot{q}_d + \Lambda\dot{\tilde{q}} \tag{2.3}$$

$\Lambda$ istenilen hız ve ivmenin pozitif tanımlı matrisidir. Kontrol kanunu [12,13];

$$\begin{aligned}\tau_a &= \hat{M}_1(q)\ddot{q}_r + \hat{C}_1(q,\dot{q})\dot{q}_r + \hat{G}_1(q) + K\sigma \\ &= Y(q,\dot{q},\dot{q}_r,\ddot{q}_r)\,\hat{\pi}_1 + K\sigma\end{aligned} \tag{2.4}$$

$\pi_1$ dinamik modeldeki nominal parametreleri gösterir, $K\sigma$ ise PD'nin vektörüdür.

$$\sigma = \dot{q} - \dot{q}_r = \dot{\tilde{q}} + \Lambda\tilde{q} \tag{2.5}$$

ve

$$\tilde{\pi} = \hat{\pi}_1 - \pi \tag{2.6}$$

Şimdi de $\pi_1$, $u_1$ ve $u_2$ girdilerini tanımlayalım:

$$\begin{aligned}\tau &= \tau_a + Y(q,\dot{q},\dot{q}_r,\ddot{q}_r)(u_1 + u_2) \\ &= Y(q,\dot{q},\dot{q}_r,\ddot{q}_r)(\hat{\pi}_1 + u_1 + u_2) + K\sigma\end{aligned} \tag{2.7}$$

2.7 denklemini 2.1 denkleminin içine yazarsak;

$$\begin{aligned}&M(q)\dot{\sigma} + C(q,\dot{q})\sigma + K\sigma = \\ &-Y(q,\dot{q},\dot{q}_r,\ddot{q}_r)(\tilde{\pi} + u_1 + u_2)\end{aligned} \tag{2.8}$$

**Teorem 1:** Burkan [14]'a göre sistemin kontrol parametreleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$\dot{\hat{\pi}}_1 = \Gamma Y^T\sigma \qquad \text{[12,13]}$$

$$u_1 = \hat{\pi}_2 \qquad \text{[14]}$$

$$u_2 = -\hat{\rho} \qquad \text{[14]} \tag{2.9}$$

Burada $\hat{\pi}_1$ ve $\hat{\pi}_2$ yapılandırılmış parametrelerin tahmini, $\hat{\rho}$ bilinmeyen yapılandırılmış parametrelerin tahmini olarak gösterilmektedir. $\pi_2$ ve $\rho$ aşağıdaki gibi tanımlanır [14].

$$\begin{aligned}\hat{\pi}_{2i} &= (\beta_i^2/\alpha_i)\mathrm{Sin}(2\alpha\textstyle\int Y^T\sigma dt)_i \\ \hat{\rho}_i &= \lambda_i\mathrm{Cos}(\alpha\textstyle\int Y^T\sigma dt)_i\end{aligned} \tag{2.10}$$

(2.11)

**Kanıt:**

Teoremi kanıtlamak için, yeni bir parametrik hata vektörü tanımlanır;

$$\tilde{\theta} = \hat{\pi}_2 - \hat{\rho} \tag{2.12}$$

Teoremi kanıtlamak için aşağıdaki Lyapunov fonksiyonu tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned}V(\sigma,\tilde{q},\tilde{\theta}) &= \frac{1}{2}\sigma^T M(q)\sigma + \frac{1}{2}\tilde{q}^T B\tilde{q} \\ &+ \frac{1}{2}\tilde{\pi}_1{}^T\Gamma^{-1}\tilde{\pi}_1 + \frac{1}{2}\tilde{\theta}^T\tilde{\theta}\end{aligned}$$

$$V(\sigma,\tilde{q},\tilde{\theta}) \geq 0 \tag{2.13}$$

( 2.13 )' teki Lyapunov fonksiyonunun zamana göre türevi;

$$\begin{aligned}\dot{V} &= \sigma^T M(q)\dot{\sigma} + \sigma^T\frac{1}{2}\dot{M}(q)\sigma \\ &+ \tilde{q}^T B\dot{\tilde{q}} + \tilde{\theta}^T\dot{\tilde{\theta}} + \tilde{\pi}_1{}^T\Gamma^{-1}\dot{\tilde{\pi}}_1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{V} &= \sigma^T\left[\frac{1}{2}\dot{M}(q) - C(q,\dot{q})\right]\sigma - \sigma^T K\sigma \\ &+ \tilde{q}^T B\dot{\tilde{q}} - \sigma^T Y(u_1 + u_2) \\ &+ \tilde{\pi}_1{}^T\left[\Gamma^{-1}\dot{\tilde{\pi}}_1 - Y^T\sigma\right] + \tilde{\theta}^T\dot{\tilde{\theta}}\end{aligned} \tag{2.14}$$

Uyarlama kuralı aşağıdaki gibi seçilirse [12,13];

$$Y^T\sigma - \Gamma^{-1}\dot{\hat{\pi}}_1 = 0 \qquad (2.15)$$

[14] dikkate alınırsa;

$$Y^T\sigma\Gamma = \dot{\hat{\pi}}_1 \qquad (2.16)$$

$$\dot{\tilde{\pi}} = \dot{\hat{\pi}}_1 \qquad (2.17)$$

Buradaki π sabittir.

$$\tilde{\pi}^T\left[Y^T\sigma - \Gamma^{-1}\dot{\tilde{\pi}}_1\right] = 0 \qquad (2.18)$$

$B = 2\Lambda K$ ve $\sigma^T[\dot{M}(q) - 2C(q,\dot{q})]\sigma = 0$ $\forall\sigma \in R^n$, [12, 13] özelliğini kullanırsak, V' nin zamana göre türevi şu şekli alır;

$$\dot{V} = -\dot{\tilde{q}}^T K\dot{\tilde{q}} - \tilde{q}^T\Lambda K\Lambda\tilde{q} + \sigma^T Y(u_1 + u_2) + \tilde{\theta}^T\dot{\tilde{\theta}} \qquad (2.19)$$

Denklem (2.19)'da $u_1$, $u_2$ ve $\tilde{\theta}^T\dot{\tilde{\theta}}$ arasında bir ilişki olduğu görülmektedir. Bu ilişki aşağıdaki gibi tanımlanabilir [14].

$$\tilde{\theta}^T\tilde{\theta} = \left[\left(2\beta^2/\alpha\right)\sin\left(\alpha\int Y^T\sigma dt\right) - \lambda\right]^2 \Big/ (2\beta)^2$$

$$\tilde{\theta}^T\dot{\tilde{\theta}} = \left[\left(2\beta^2/\alpha\right)\sin\left(\alpha\int Y^T\sigma dt\right) - \lambda\right]$$
$$*\cos\left(\alpha\int Y^T\sigma dt\right)\left(Y^T\sigma\right)$$
$$= \begin{bmatrix}\left(2\beta^2/\alpha\right)\sin\left(\alpha\int Y^T\sigma dt\right)\cos\left(\alpha\int Y^T\sigma dt\right) \\ -\lambda\cos\left(\alpha\int Y^T\sigma dt\right)\end{bmatrix}\left(Y^T\sigma\right)$$
$$= \sigma^T Y\left(\pi_2 - \hat{\rho}\right)$$

(2.20)

Kontrol parametreleri denklem (2.9)'da tanımlanmıştı. Denklem (2.9),(2.10) ve denklem (2.11)'i denklem (2.19)'un içine yazarsak;

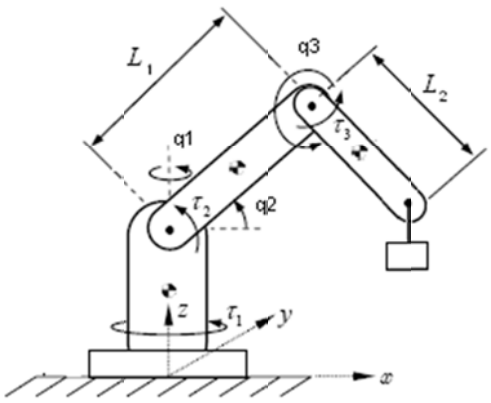
$$\dot{V} = -\dot{\tilde{q}}^T K\dot{\tilde{q}} - \tilde{q}^T\Lambda K\Lambda\tilde{q} - \sigma^T Y(\hat{\pi}_2 - \hat{\rho}) + \sigma^T Y(\hat{\pi} - \hat{\rho}) \qquad (2.21)$$

elde ederiz.

Denklem (2.21)'de 3. ve 4. terimler birbirini götürür ve sonuç aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\dot{V} = -\dot{\tilde{q}}^T K\dot{\tilde{q}} - \tilde{q}^T\Lambda K\Lambda\tilde{q} \qquad (2.22)$$

## 3. SİMULASYON SONUÇLARI




Şekil.3.1 Üç Eksenli bir robot kolu

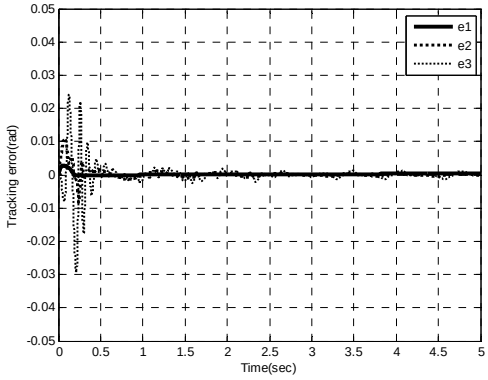
$m_1$ ve $m_2$: Sırasıyla birinci ve ikinci uzuvların kütleleri

$L_1$ ve $L_2$: Birinci ve ikinci uzuvların uzunlukları

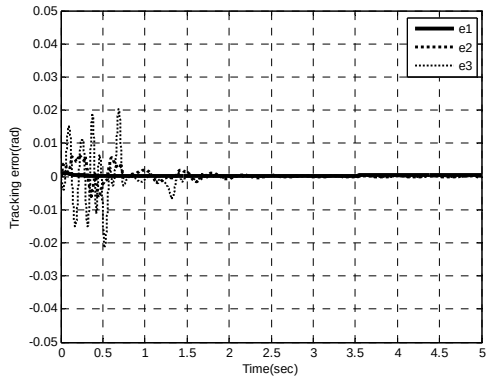
$I_1$, $I_2$ ve $I_3$: Uzuvların kütle ataletleri

$q_1$, $q_2$ ve $q_3$: Sırasıyla uzuvların açılarıdır.

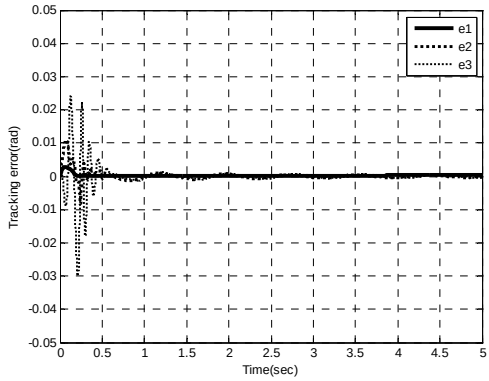
Çalışmanın bu bölümünde daha önceden bilinen,[14] kontrolcüden yararlanılarak geliştirilen yeni uyarlamalı-gürbüz kontrolcünün performansı incelenecektir. Farklı yörüngelerde sistemin konum hatalarının grafikleri çizdirilmiştir.



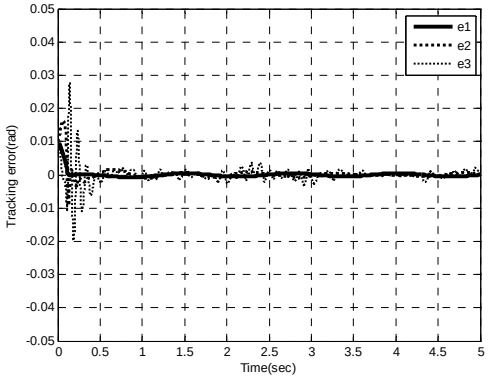

Şekil.3.2. sin(t*0.1)+0.01*t referans yörüngesi için yörünge izleme hatasının zamana göre değişimi. Kontrol parametreleri: (K=(80 80 80), Λ=(80,80,80) (α=50, β=5, λ=-0.1, Γ=10)).



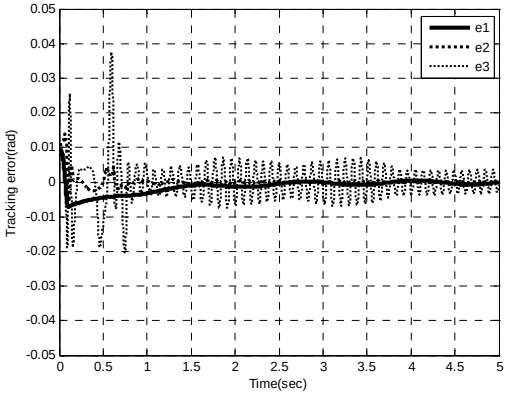

Şekil.3.3. sin(t*0.1)+0.01*t referans yörüngesi için yörünge izleme hatasının zamana göre değişimi. Kontrol parametreleri: (K=(80 80 80), Λ=(80,80,80) (α=5, β=5, λ=-0.1, Γ=10)).



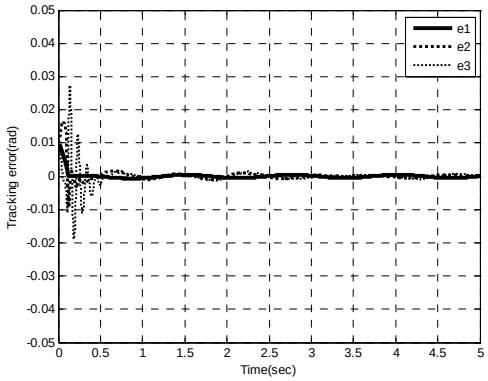

Şekil.3.4. sin(t*0.1)+0.01*t referans yörüngesi için yörünge izleme hatasının zamana göre değişimi. Kontrol parametreleri: (K=(80 80 80), Λ=(80,80,80) (α=30, β=1, λ=-0.1, Γ=10)).




Şekil.3.5. (0.01*cos(5*t)) referans yörüngesi için yörünge izleme hatasının zamana göre değişimi. Kontrol parametreleri: (K=(80 80 80), Λ=(80,80,80) (α=50, β=5, λ=-0.1, Γ=10)).




Şekil.3.6. (0.01*cos(5*t)) referans yörüngesi için yörünge izleme hatasının zamana göre değişimi. Kontrol parametreleri: (K=(80 80 80), Λ=(80,80,80) (α=5, β=5, λ=-0.1, Γ=10)).




Şekil.3.7. (0.01*cos(5*t)) referans yörüngesi için yörünge izleme hatasının zamana göre değişimi. Kontrol parametreleri: (K=(80 80 80), Λ=(80,80,80) (α=30, β=1, λ=-0.1, Γ=10)).

## 4. TARTIŞMA VE SONUÇ

Spong [4], bilinen uyarlamalı kontrol kuralında, sistemde iki adet kontrol girdisi mevcuttur. Geliştirilen uyarlamalı-gürbüz kontrol kuralında ise α, β, Γ ve λ olmak üzere dört adet kontrol parametresi kullanılmıştır. Bu kontrol parametrelerine değişik değerler verilerek, farklı yörüngeler altında, sistemin yörünge izleme hatası incelenmiştir. Üç eksenli bir robot kolunda simülasyonlar yapılmış ve sonuçların tatmin edici olduğu anlaşılmıştır.

## 5.KAYNAKLAR

1. REED, J.S., 1989, Instability analysis and robust adaptive control of robotic manıpulators, *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 3, 381-386.

2. BURKAN, R., 2006, Modelling of a logarithmic parameter adaptation law for adaptive control of mechanical manıpulators, *Robotica (2006)*, Volume 24, 523-525.

3. BURKAN, R. ve UZMAY, İ,. 2003, A comparison of different control laws in trajectory control for a revolute-jointed manipulator, *Turkish J Eng. Env. Sci.*, Vol.27, N.5, 315-331.

4. SPONG, M. W., 1993, Adaptive control of robot manıpulators design and robustness, *American Control Conference*, *2-4 June 1993 Urbana*, 2826-2830.

5. SOLTANPOUR, M. R. ve SIAHI, M., 2009, Robust control of robot manipulator in task space, *Apll. and Comput. Math.*, V.8, N.2, 227-238.

6. IZADBAKHSH, A. ve FATEH, M. M., 2008, A model free robust control approach for robot manipulator, *International Journal of Mechanical Systems Science and Engineering*, V.1, N.1, ISSN 1307-7473, 32-37.

7. UZMAY, İ., BURKAN, R. ve SARIKAYA, H., 2004, Application of robust and adaptive control techniques to cooperative manipulation, *Control Engineering Practice*, Vol.12, 139-148.

8. BURKAN, R., 2006, Upper bounding estimation for robustness to the parameter uncertainty with trigonometric function in trajectory control of robot arms, *J Intell Robot Syst*., Vol.46, 263–283.

9. FATEH, M. M. ve FARHANGFARD, H., 2006, Reducing the error of manipulator jacobian in the control system, *Proceedings of the 2nd WSEAS International Conference on Dynamical Systems and Control*, Bucharest, Romania, 13-17.

10. BURKAN, R., 2012, Design parameters and uncertainty bound estimation functions for adaptive-robust control of robot manipulators, *Turk J Elec Eng & Comp Sci.*, Volume 20, No.1, 2012,169-186.

11. SPONG, M. W. ve VIDYASAGAR, M., 1989, *Robot dynamics and control*, Willey New York.

12 J.J. Slotine, W. Li, "On the adaptive control of robotic manipulator", *The International Journal of Robotics Research*, Vol. 6, pp. 49–59, 1987.

13. L. Sciavicco, B. Siciliano, *Modeling and Control of Robot Manipulators*, New York, McGraw-Hill, pp. 233–236, 1996.

14. BURKAN, R., 2013, Design of adaptive compensators for the control of robot manipulators robıst to unknown structured and unstructured parameters, *Turk J Elec Eng & Comp Sci.*, Volume 21, No.1, 2013,452-469.

# KRANK PRES MEKANİZMASI: KİNEMATİK ANALİZİ VE BENZETİMİ

R. HALICIOĞLU, L. C. DÜLGER

Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü 27310, GAZİANTEP

rhalicioglu@gantep.edu.tr, dulger@gantep.edu.tr

## ÖZET

Geleneksel mekanik preslerin uygulamada hata oranlarının fazla olması, boyutlarının büyük ve sabit hıza sahip olmaları, bu yüzden enerji tüketimlerinin artması gibi birçok sebep sonucunda farklı alternatiflere ihtiyaç duyulmaktadır. Esnekliği, kontrol edilebilirliği ve daha basit yapısı ile servo presler günümüzde önem kazanmaktadır. Ayrıca enerji tüketiminin azaltılması ve çarpma etkisinin düşürülmesi ile uzun ömürlü olması servo preslerin üretim kabiliyetini arttırırken üretim maliyetini de düşürmektedir. Geleneksel mekanik preslerde mevcut olan mekanizmaların servo preslerde de kullanılabilir olması servo preslerin bir diğer avantajı olarak görülebilmektedir. Servo preslerde farklı mekanizma yapılanmaları mevcuttur. Birçok pres mekanizması olmasına rağmen basit ve kullanışlı olduğu için, en fazla tercih edilen krank-biyel mekanizmasıdır. Bu mekanizma doğrudan ve dolaylı tahrikli pres mekanizması olarak uygulanmaktadır. Çalışma kapsamında bir pres için krank-biyel mekanizması tasarımı ve kinematik analizi yapılarak, MATLAB-SimMechanics ile modellenmiş ve benzetimi sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Servo Krank Pres, Kinematik Analiz, Sistem Benzetimi, MATLAB-SimMechanics

# CRANK-PRESS MECHANISM: KINEMATIC ANALYSIS AND SIMULATION

## ABSTRACT

Since conventional mechanical presses have higher error ranges at practice, their large sizes and constant velocity which increase energy consumption etc., another alternative is necessary. Owing to flexibility, controllability and having simpler structure, servo presses come into prominence at the present time. Also, while minimum energy consumption and maximum tool life with minimum impact effect enhance ability of servo presses, manufacturing costs are reduced. Mechanisms in conventional mechanical presses can be used in servo presses. Different mechanism configurations are possible in design of servo pres. Within different press mechanisms, crank-slider mechanism is the most preferred one because of its simplicity. The mechanism can be applied as direct and indirect drive in practice. In this study, design and kinematic analysis of a crank-slider mechanism is studied. Its configuration is modeled with MATLAB-SimMechanics and simulation results are presented.

**Keywords:** Servo Crank Press, Kinematic Analysis, System Simulation, MATLAB-SimMechanics

## 1. GİRİŞ

Araştırmalara göre servo preslerin geçmişi ile ilgili çalışmalar çoğunlukla son 10-15 yıl arasında görülmektedir. Osakada ve ark. [1] metal şekillendirme preslerinde kullanılan mekanik servo teknolojisi üzerine oldukça detaylı bir derleme çalışması sunmuşlardır. Öyle ki çalışmada servo ile sürülen presler, temel uygulamaları ve pres tasarımları ile kullanılan mekanizmalar detaylandırılmıştır. Son yıllarda ise metal şekillendirme sektöründe uygulama örneklerine sık rastlanılmaktadır. Servo presler farklı hareket senaryolarında başarıyla kullanılabilmektedir. Amada, Schuler, Aida, Komatsu gibi birçok pres makina üreticisi değişik ton kapasitesinde ve farklı mekanizmalar kullanarak servo presler üretmektedir. Bu preslerin uygulamaya yönelik en önemli avantajları hassasiyetleri, esneklikleri, basit yapıları, düşük maliyetleri ve daha sessiz çalışmalarıdır. Ayrıca uygulamalar esnasında çarpma hızının ayarlanabilir olması yine bir avantaj olarak düşünülmektedir. [1-7]

Servo presler mekanizmalardan oluşmaktadır, bir mekanizmanın tasarımını yaparken mekanizmanın kinematik ve dinamik modellemesinin yapılması gerekmektedir. Bu konuda literatürde olan çalışmaların bazıları şöyledir;

Nagchaudhuri [8] krank-biyel mekanizması üzerine çalışmış ve aynı mekanizmayı kullanarak farklı hareket senaryolarının elde edilebileceğini göstermiştir. Fung ve ark. [9] da bir farklı iki tür krank-biyel mekanizmasının kinematik ve dinamik analizini sunmuşlardır. Bu iki mekanizmadan ilki Pnömatik silindirli bir biyele sahip, diğeri ise yaylı bir biyel mekanizmasına sahiptir. Liu ve ark. [10] sabit bir krank hareketi ile tahrik edilen ve dış kuvvetlerin göz önüne alınmadığı bir krank-biyel mekanizmasının MATLAB simulink ortamında modellemesini yaparken, Serbest ve ark. da [11] bir insan profilinin oturum kalkma hareketini SimMechanics ortamında modellemiştir.

Sunulan çalışmada servo presler ve kullanılan mekanizmalar genel olarak incelenmiş, özellikle servo krank presler ve uygulama alanları anlatılmıştır. Mekanizmanın kinematik ve ters kinematik analizleri yapılarak, önerilen servo krank pres mekanizmasının modeli SimMechanics ile hazırlanmış ve benzetim sonuçları yorumlarla sunulmuştur.

## 2. SERVO PRES UYGULAMALARI

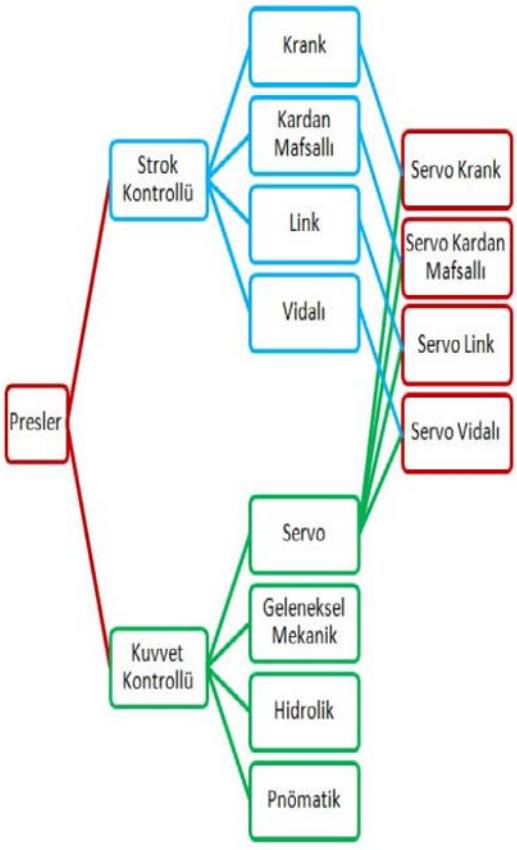
Servo preslerde geleneksel pres yapılarındaki motor ve volan ikilisinin yerine servomotor kullanılmaktadır. Geleneksel preslerde ise hızlar düşük olup presleme süresinde; yaklaşma, presleme, bekleme ve çekilme de toplam çevrim süresi uzun olmaktadır. Servo ile sürülen sistemlerde bunlar en aza indirilerek, proses süreleri kısaltılabilir. Olası sistem hatalarında; hatalı parça beslemelerinde kapalı devre olarak operasyon denetlenebilir. Yapılan çalışmalarda servo preslerin görülen avantajları bir kaç maddede toplanmaktadır; servo preslerde hareket yalnızca servo motordan üretildiği için volan veya fren elemanı yoktur. Çıkış hareketlerinde sağlanan esneklik sonucunda üretim hızı ve hassasiyeti arttırabilmektedir. Enerji tüketimi azaltılabilmektedir ve karmaşık iş parçaları bir pres ile rahatlıkla üretilebilir. Bu preslerin üretim verimi yüksek, daha güvenli ve ömrü uzundur [1-7].

Son yıllarda servo presler metal şekillendirme sektöründe kendine önemli bir yer edinmiştir. Bu makineler özellikle otomobil panellerinin şekillendirilmesinde tercih edilmektedir. Şekillendirme esnasında dinamik yüklemelere maruz kalmaktadır. Burada konuya ait bir fikir oluşması amacıyla piyasada bulunan servo preslerden bazı örnekler verilebilir. Komatsu(2004) AC 35-4.000 ton arası servo presleri üretmektedir. AIDA(2005) 3.000 ton, Andritz Kaiser (2008) 250-800 tona kadar presleri mevcuttur. Schuler(2010) 2.500-30.000 kN, Burkherdt (2011), Seyi (2012) 400 tona kadar presleri üretmektedir. Amada(2012) 80-300 ton arası, IHI(2012) 5.400 tona kadar olan AC servo presleri Hyundai araba panelleri üretiminde kullanmaktadır. Fagor (2004-2011) 2000 tonluk presler üretmektedir. Bunların yanı sıra birçok daha küçük üretimlerde olan firmalar mevcuttur. Servo preslerin özellikle 2.500-3.000 ton kapasiteli olanlar otomotiv sektöründe panellerin şekillendirilmesi için

kullanılmaktadır. Toyota ve Honda Japonya'da, BMW ise Almanya Dresten'de servo pres hattı kurmuşlardır [3-7].

### 2.1. Servo Pres Yapılanmaları

Presler farklı tonajlarda ve biçimlerde üretilmektedir. Literatür çalışmalarına bakıldığında Şekil 1'deki gibi farklı pres türlerine rastlanılmıştır. Presler strok ve kuvvet kontrolüne göre sınıflandırılabilir. Strok kontrolüne göre presler genel olarak krank(eksantrik) pres, kardan mafsallı pres, link pres ve vidalı pres olarak sınıflandırılabilirken, kuvvet kontrolüne göre pinomatik, hidrolik, geleneksel elektrik motorlu (geleneksel mekanik) ve servo motorlu olmak üzere sınıflandırılabilirler [1,12-13].



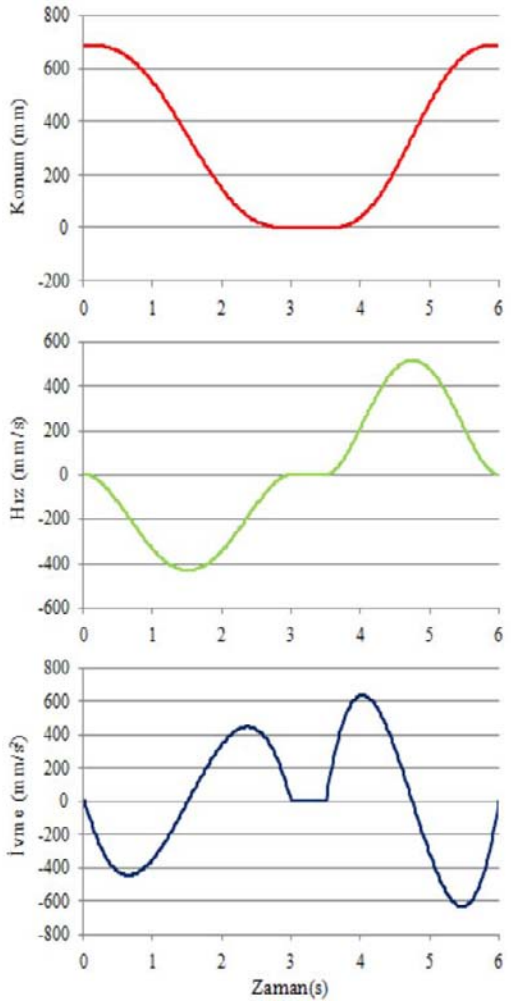

Şekil 1. Preslerin ve servo preslerin kendi içlerinde sınıflandırılması

Strok kontrollü presler servo motorlar ile tahrik edildiklerinde bu presler servo krank pres, servo kardan mafsallı pres, servo link pres ve servo vidalı pres olarak adlandırılabilir. Ayrıca son yıllarda servo motor ve geleneksel motorun birbirleri ile eş zamanlı çalışması prensibine dayanan hibrid motorlu presler de kullanılmaktadır [14]. Günümüzde servo motorlar strok kontrolü yaparak krank-biyel gibi basit mekanizmaların kullanımını yaygınlaştırsa da farklı mekanizmalarda servo pres üretimleri hala mevcuttur. Servo krank-eksantrik presler üretim maliyetinin düşük olması, basit bir mekanizmaya sahip olması ve kolay kontrol edilebilmesi gibi bir çok sebeple tercih edildiği görülmektedir [1,7]. Eksantrik presler C tipi (küçük tonajlı) ve H tipi (yüksek tonajlı) olmak üzere iki farklı modelde uygulamalarda kullanılmaktadır [15].

## 3. HAREKET TASARIMI

Hareket tasarımı problemlerinde yörünge zamanın fonksiyonu olarak belirlenmektedir. Yer değiştirme, hız, ivme, gerektiğinde jerk karakteristikleri göz önüne alınarak tasarım tamamlanır. Noktadan noktaya yörünge tanımında başlangıç ve bitiş noktaları ve bir seri geçiş noktaları belirtilmesi gerekir. Yörünge tasarlanması temelde istenilen hareket profilinin matematiksel olarak hazırlanmasıdır [16]. Özellikle; otomatik makinelerde, paketleme, montaj, endüstriyel robotlar ve metal şekillendirme sektöründe gerçek zamanlı hareket denetimi çok önemlidir. Yörünge ile birlikte kullanılacak mekanizmaya ait kinematik ve ters kinematik analizler yapılarak, hareketin uygulanması hedeflenir. Yörünge tasarımında polinomlar, trigonometrik ve üstel fonksiyonlar kullanılmaktadır [16-17].

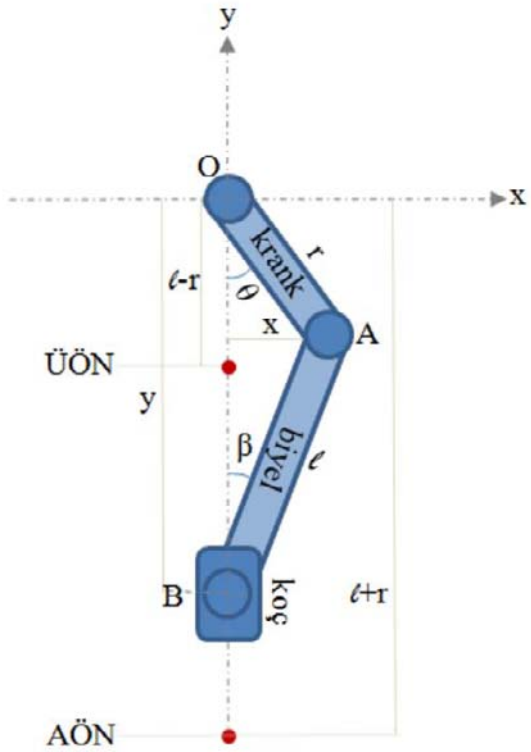
Çalışmada ise tek boyutlu yörünge üzerinde çalışılmış olup, temelde düşünülen ve tasarlanan koç hareketidir. Metal şekillendirme sektöründe koç için farklı hareket senaryoları istenmekte ve hareket; beklemeli, beklemesiz, sabit hızlı, hızlı çıkış ve iniş alternatifleri ile tasarlanabilmektedir. Koç hareketinin senaryosu beklemeli hareket olarak seçilmiş olup, ters kinematik ve kinematik analizi 0 - 687 mm aralığında ve 6s' de çalışan koç hareketi için yapılmıştır. Krank-biyel mekanizmasının koç konumunun, hızının ve ivmesinin zamana göre değişimi Şekil 2' de verilmiştir.




Şekil 2. Koçun zamana göre konum-hız-ivme değerleri

## 4. KİNEMATİK ANALİZ

Kinematik analiz mekanizma tasarımında önemli bir yere sahiptir. Çalışılan mekanizmanın analizi grafiksel veya analitik yöntemlerle yapılabilmektedir. Çalışma kapsamında hareket senaryosu sunulacak olan krank pres için krank-biyel mekanizması kullanılmış olup, dik düzlemde çalışan mekanizmanın şematik gösterimi Şekil 3'de verilmiştir. Burada r, θ, $l$ , β, y sırasıyla krank uzunluğunu, krank açısını, biyel uzunluğunu, biyel açısını ve koç pozisyonunu ifade etmektedir. Pres uygulamaları için bu mekanizmadan 0 mm ile 700 mm arasında strok yapması istenilmektedir. Bu yüzden krank uzunluğu 350 mm olarak seçilmiştir. Ayrıca biyel uzunluğu/krank uzunluğu oranı 4 olduğu var sayılarak, biyel uzunluğu 1400mm olarak belirlenmiştir. Mekanizmanın vektörel ifadesi (1) nolu denklemdeki gibidir.




Şekil 3. Krank pres için krank-biyel mekanizması

$$\vec{OB} = \vec{OA} + \vec{AB} \tag{1}$$

(1) nolu denklem Skaler olarak gösterilirse;

$$y = r\cos\theta + l\cos\beta \tag{2}$$

$$0 = r\sin\theta - l\sin\beta \tag{3}$$

(2) ve (3) nolu denklemlerle ve verilen bir giriş bilgisi ile analitik olarak konum ve açı bilgisine ulaşılılr. Yine bu denklemlerin zaman göre türevleri alındığında;

$$\dot{y} = -r\dot{\theta}\sin\theta - l\dot{\beta}\sin\beta \tag{4}$$

$$0 = r\dot{\theta}\cos\theta - l\dot{\beta}\cos\beta \tag{5}$$

(4) ve (5) nolu denklemler matris formunda yazılarak, mekanizmanın diğer hızları bulunur.

$$\begin{bmatrix} l\sin\beta & 1 \\ l\cos\beta & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r\dot{\theta}\sin\theta \\ r\dot{\theta}\cos\theta \end{bmatrix} \tag{6}$$

Eşitlik (6)'nın çözülmesi koç mekanizmasının bilinmeyen hız değerini verir. Eşitlik (4) ve (5)'in zamana göre türevleri ise ile ivme eşitlikleri yazılır.

$$\ddot{y} = -r\ddot{\theta}\sin\theta - r\dot{\theta}^2\cos\theta - l\dot{\beta}^2\cos\beta - l\ddot{\beta}\sin\beta \quad (7)$$

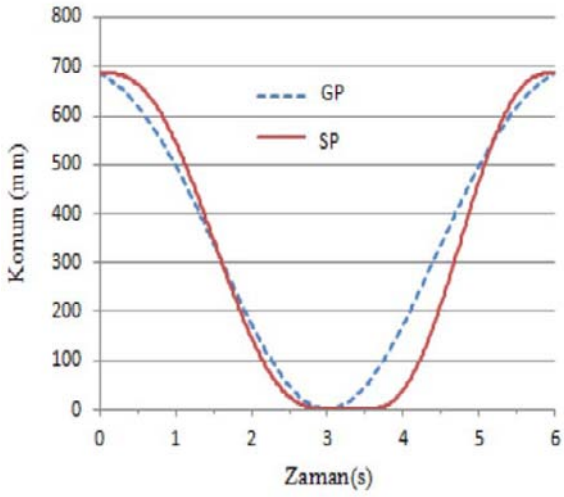
$$0 = r\ddot{\theta}\cos\theta - r\dot{\theta}^2\sin\theta - l\ddot{\beta}\cos\beta + l\dot{\beta}^2\sin\beta \quad (8)$$

(7) ve (8) matris formunda yazılırsa;

$$\begin{bmatrix} l\sin\beta & 1 \\ l\cos\beta & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{\beta} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(r\ddot{\theta}\sin\theta + r\dot{\theta}^2\cos\theta + l\dot{\beta}^2\cos\beta) \\ r\ddot{\theta}\cos\theta - r\dot{\theta}^2\sin\theta + l\dot{\beta}^2\sin\beta \end{bmatrix} \quad (9)$$

Eşitlik (9)'un çözülmesi sonucunda mekanizmaya ait ivme analizi bulunur.

Geleneksel presler sabit hızlı krank hareketine sahiptirler. Yaklaşık olarak 0,95 rad/s lik sabit krank hızına sahip ve 6 s' de çalışan bir pres için eşitlik (2-3) kullanılarak Şekil 4'deki gibi strok konum-zaman eğrisi elde edilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi değişken hız girdisi ile elde edilebilecek olan hareket sabit hız girdisi ile aynı şekilde elde edilememektedir. Daha esnek hareket sağlayabilmek için servo preslerin kullanılması gerekmektedir. Servo presler için hızlı kalkış, yavaş dönüş ve duraklama hareketleri mümkündür.




Şekil 4. Geleneksel pres (GP) ve servo pres (SP) hareketinin kıyaslanması

### 4.1. Ters Kinematik Analiz

Koç uzvunun istenilen hareket profilini oluşturmak için gerekli olan, krank tarafından verilen kinematik tahrik girdilerinin elde edilmesi için ters kinematik analiz yöntemi kullanılmaktadır. Bu amaçla birtakım geometrik analizler yapılarak koç strok ve mekanizma link boylarına bağlı olarak, krank $\theta, \dot{\theta}$ ve $\ddot{\theta}$ değerleri aşağıdaki gibi türetilmiştir.

(2) nolu ve (3) nolu denklemlerden x, y değerine bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$x^2 = r^2 - (y - lcos\beta)^2 = l^2 - (y - rcos\theta)^2 \quad (10)$$

$sin^2\theta = 1 - cos^2\theta$ eşitliği göz önüne alınıp gerekli düzenlemeler yapılarak (11) nolu denklem elde edilir;

$$l^2 - y^2 - r^2cos^2\theta + 2yrcos\theta = r^2 - r^2cos^2\theta \quad (11)$$

(11) nolu denklem düzenlenirse $cos\theta$ değeri aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$cos\theta = \left[\frac{r^2+y^2-l^2}{2yr}\right] \quad (12)$$

Anlık strok mesafesi "s" ile ifade edilir ve anlık pozisyonun alt ölü noktadan farkı alınarak hesaplanır;

$$s = y - (l - r) \quad (13)$$

(13) nolu denklemdeki y değeri koçun anlık pozisyonu olup eşitlik (12)' de yerine yazılır ve $\theta$ değeri yalnız bırakılırsa (14) nolu denklem krank pozisyonu için elde edilir.

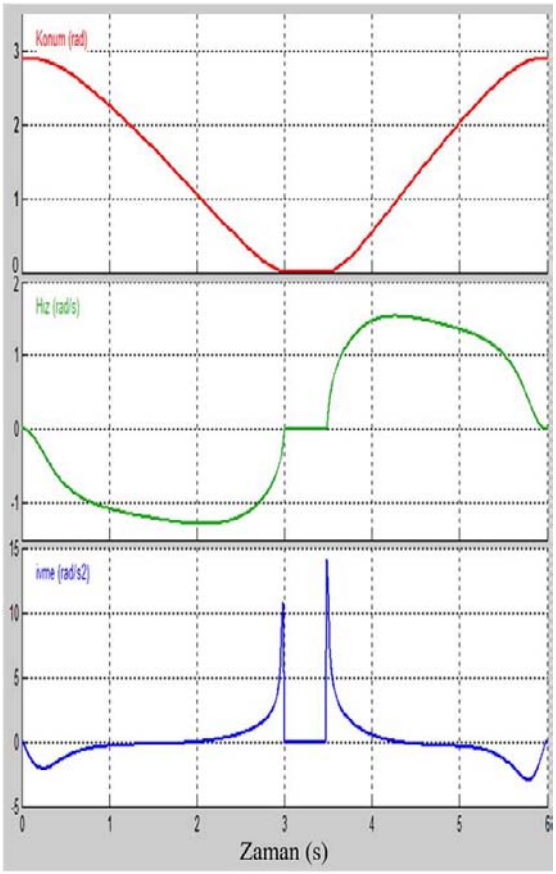
$$\theta = \cos^{-1}\left[\frac{r^2+(s+l-r)^2-l^2}{2r(s+l-r)}\right] \quad (14)$$

Ayrıca (14) nolu denklemin türevleri alınarak (15)-(16) denklemlerindeki gibi krank hız ve ivme değerlerine de ulaşılabilir.

$$\dot{\theta} = \dot{s}\frac{(r^2-y^2-l^2)}{2ry^2sin\theta} \quad (15)$$

$$\ddot{\theta} = \ddot{s}\frac{(r^2-l^2-2y\dot{s}^2)}{2ry^2sin\theta} - \dot{s}^2\frac{(r^2-l^2-y^2)}{ry^3sin\theta} - \dot{\theta}^2\frac{cos\theta}{sin\theta} \quad (16)$$

Şekil 5'de aynı koç hareketi için krank hareketinin ters kinematikten elde edilmiş konum-hız- ivme girdileri görülmektedir.



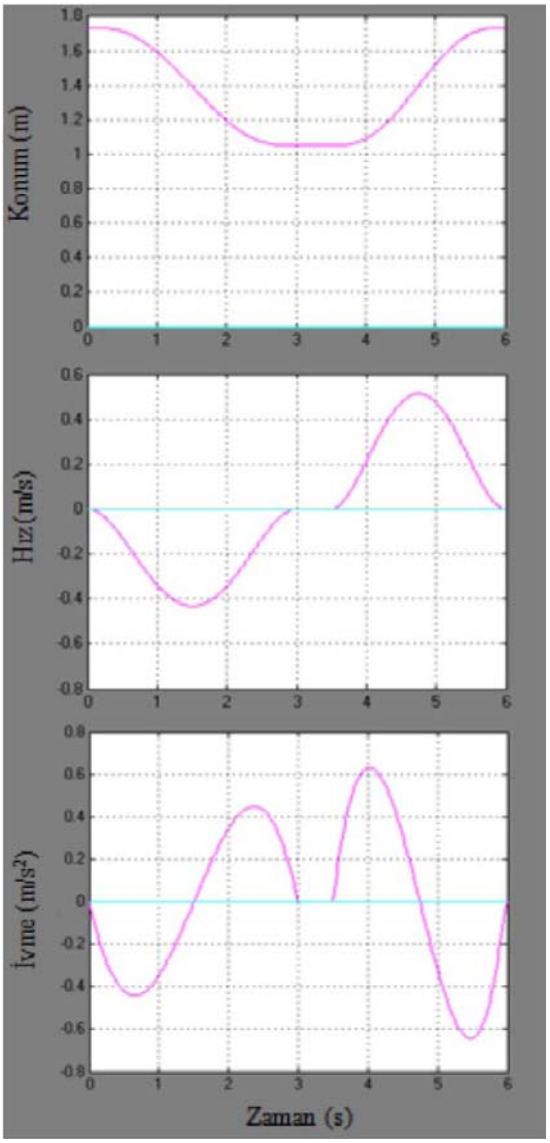

Şekil 5. Ters kinematikten elde edilmiş krank konum-hız-ivme girdileri

## 5. KRANK PRES MEKANİZMASININ SIMMECHANICS ORTAMINDA MODELLENMESİ

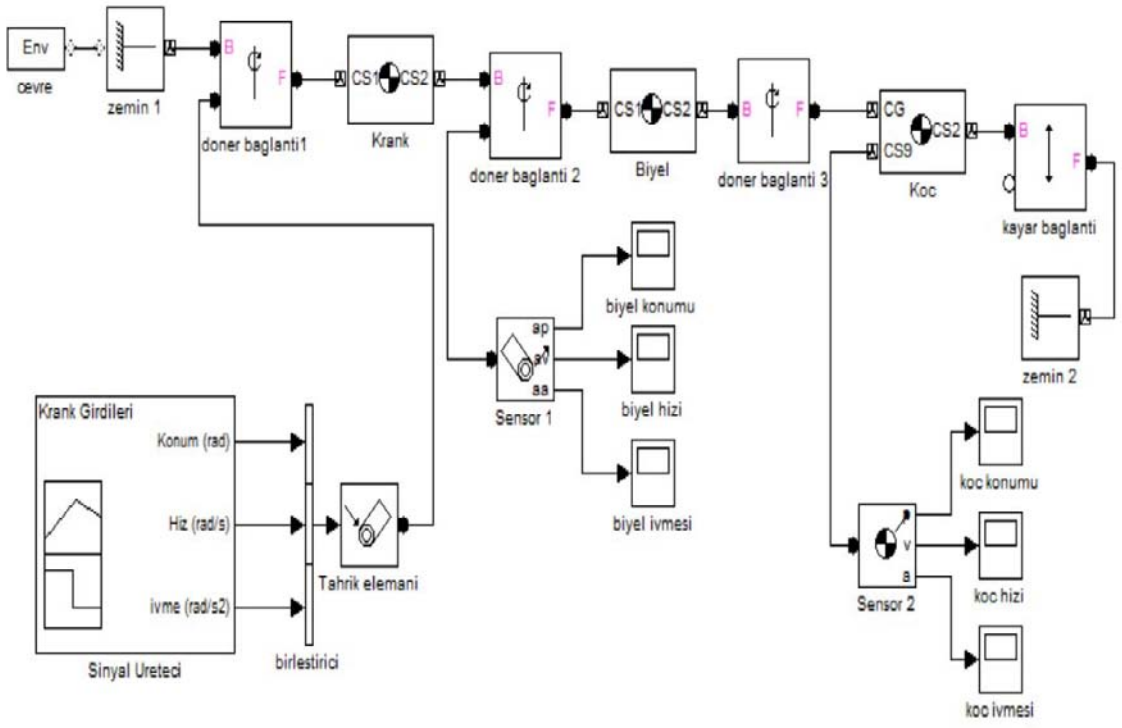
Mekanizmalar SimMechanics/Matlab [18] ile modellenebilir ve hareket denklemleri çözülebilir. Mekanizma modellemede koordinat sistemine göre tanımlanmaktadır. Çalışmada mekanizmanın kinematik analizi ve animasyonu SimMechanics/Matlab ortamında hazırlanmıştır. Şekil 6'da görüldüğü üzere modelden elde edilen sonuçlar istenilen esnek hareket profilinin aynısıdır. Burada konum metre cinsinden (hız: m/s, ivme: $m/s^2$) yazılmış olup, yaptığı strok 687 mm' e karşılık gelmektedir. Mekanizmanın SimMechanics modeli ise Şekil 7'de verilmiştir. Modelde ters kinematikten elde edilmiş olan krank girdileri (açısal konum, hız ve ivme) şekildeki gibi tahrik elemanı aracılığıyla verilmiştir. Ayrıca Şekil 8' de oluşturulan mekanizmanın 2B ve 3B görünümleri gösterilmiştir.

## 6. SONUÇLAR

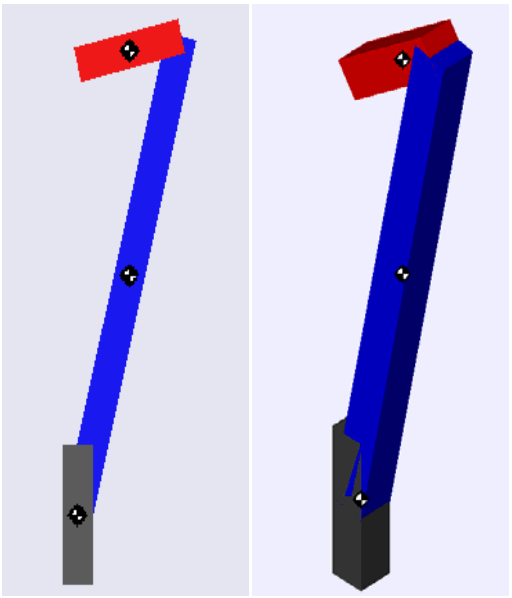
Çalışmada servo presler ve kullanılan mekanizmalar çalışılarak uygulamada olan avantajları ortaya konmuştur. Servo pres mekanizmaları içerisinde uygulama rahatlığı açısından servo krank presler seçilmiştir. Bu mekanizmanın hareketi için kinematik ve ters kinematik olarak hareket denklemleri türetilmiştir. Tasarlanmış olan örnek bir koç hareketi üzerinde anlatımlar yapılarak, ters kinematik sonuçları gösterilmiştir. Servo krank pres mekanizması SimMechanics üzerinden modellenmiş ve mekanizmanın animasyonu istenilen esnek koç hareket senaryosunda denenmiştir.




Şekil 6. Koç hareketinin SimMechanics çıktısı




Şekil 7. Krank-biyel mekanizmasının SimMechanics modeli



Şekil 8. Mekanizmanın SimMechanics' de 2B-3B görünümü

## 7. TEŞEKKÜR

Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığına 01422.STZ.2012-I Numaralı SANTEZ projesi kapsamındaki desteklerinden dolayı teşekkür ederiz.

## 8. KAYNAKLAR

1. Osakada K., Mori K., Altan T. ve Groche P., "Mechanical servo press technology for Metal Forming", CIRP Annals-Manufacturing Technology, 60, s.651-672, 2011.

2. Amada Co., Ltd. HP: http://www.amada.co.jp/english/.

3. Groseclose A., "New Applications for Servo-Driven Processes: Part I- Stamping of Automotive Components", R&D UPDATE-Stamping Journal, June, s.14-15, 2009

4. Hayashi H. ve Nishimura H., "The Application of Servo Press Machine to Forming of Sheet Metals with Low Formability", The Analys of 'Durarea De Jos', NewTech, s.3-10, 2009.

5. Kiper G., "Servo Mechanical Presses-Literature Review", Coşkunöz Metal Form, March 2012.

6. Bosga S. ve Segura M., "Pressing Challenge", ABB Review3/2007-s.58-62.

7. Siemens AG, Spectrum Metal Forming, Oct., 12-17, 2008.

8. Nagchaudhuri A., "Mechatronic Redesign of Slider Crank Mechanism" Proceedings of IMECE 02 2002, New Orleans, Louisiana, November, s.17-22, IMECE2002/DSC-32482, 2002.

9. Fung R.F., Chiang C.L. ve Chen S.J. "Dynamic Modelling of An Intermittent Slider-Crank Mechanism", Applied Matehmatcical Modelling, 33, s.2411-2420, 2009

10. Liu M., Cao Y., Zhang Q. ve Zhou H., "Kinetics and Dynamics Simulation of the Slider-crank Mechanism Based on Matlab/Simulink", Int. Conf. on Comp. App. and System Modeling (ICCASM 2010-IEEE), 9, s.557-563, 2010.

11. Serbest K., Çilli M. ve Eldoğan O., "Oturup Kalkma Hareketinin SimMechanics Ortamında Dinamik Modellenmesi ve Benzetimi", National Conference on BioMechanics, s.205-212. doi: 10.5505/saufbe.2012.78941

12. Lange K. "Handbook of Metal Forming" McGraw-hill. P.8.3, 1985.

13. Chapter-3 Metal Forming Machines: http://www.kvt.sjf.stuba.sk/WEB/03_chapter.pdf , 34-64

14. Kütük M.E. ve Dülger L.C., "Hibrid Makine Sistemleri: Yapılanmalar ve Analizi Üzerine Bir Araştırma", Electronic Journal of Machine Technologies, 9, 61-72, 2012.

15. T.C MEGEB Makine Teknolojisi "Makine Teknolojisi; Bükme Kalıpları 3", Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara s.4, 2006.

16. Biagiotti L., Melchiorri C., Trajectory Planning for Automatic Machines and Robots, ISBN: 978-3-540-85628-3, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008.

17. Söylemez E. , Mechanisms, Middle East Technical University. 4th edition 2009.

18. MathWorks, Inc., Matlab-SimMechanics User's Guide, MathWorks, 2002.

# KOMPOZİT PLAKLARIN VİBRO-AKUSTİK ANALİZİ

Erkan KARAGÖZLÜ*, A. Saide SARIGÜL**

*Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Tınaztepe-Buca 35397, İZMİR
**Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Tınaztepe-Buca 35397, İZMİR
erkankaragozlu@hotmail.com, saide.sarigul@deu.edu.tr

## ÖZET

Uçak, uzay aracı, kara ve deniz taşıtı tasarımları başta olmak üzere ince plaklardan üretilen, içinde akışkan içeren kapalı hacim veya hacimlerden oluşan sistemlerin vibro-akustik analizi, insan sağlığı ve yaşam konforu açısından önemlidir. Analizlerde, ince plakların titreşimi ile hacim içindeki hava veya mevcut akışkanın akustik basıncı arasındaki karşılıklı etkileşimin hesaba katılarak sistemin bağlaşık olarak çözülmesi, çözüm hassasiyeti açısından önemlidir. Bu çalışmada da mekanik ve teknolojik üstünlüklerinden dolayı önemi artan ve gittikçe yaygınlaşan kompozit malzemelerden üretilmiş plakların bağlaşık sistem vibro-akustik analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler, malzemeleri E-glass/Epoksi, Kevlar/Epoksi ve Karbon/Epoksi olan, farklı sarım açıları ve tabaka sayılarına sahip plaklar için bir modelleme/analiz programı ile sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Malzeme, sarım açısı ve tabaka sayısının kompozit plakların bağlaşık vibro-akustik karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiş; izotropik plakların davranışları ile karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Vibro-akustik, Yapısal-akustik bağlaşıklık, Sonlu Elemanlar Metodu (SEM), Kompozit plaklar

## VIBRO-ACOUSTIC ANALYSIS OF COMPOSITE PLATES

## ABSTRACT

Vibro-acoustic analysis plays a vital role on design of aircrafts, spacecrafts, vehicles and ships produced from thin plates including one or more acoustic cavity with fluid, with regard to human health and living comfort. A coupled solution for this analysis which takes into account structural acoustic interaction is crucial for sensitive solutions. In this study, coupled vibro-acoustic analyses of plates produced from composite materials which are extensively used in recent years due to their mechanical and technological superiorities, have been performed. The study was carried out for E-glass/Epoxy, Kevlar/Epoxy and Carbon/Epoxy plates with different ply angles and number of layers. The effects of material, ply angle and number of layer on coupled vibro-acoustic characteristics of composite plates have been examined; and compared with the behaviour of isotropic plates.

**Keywords:** Vibro-acoustics, Structural-acoustic coupling, Finite Element Method (FEM), Composite plates

## 1. GİRİŞ

Havacılık, otomotiv, medikal uygulamalar gibi birçok sanayi kolunu yakından ilgilendiren, arkasında akışkanla dolu hacim bulunan ince plaklı yapıların incelenmesi araştırmacıların ilgisini çekmiş, 1960'lardan başlayarak yapı-akışkan bağlaşıklık davranışları incelenmiş; bu davranışları tanımlamak için analitik ve sayısal yöntemler kullanılarak matematik modeller kurulmuştur. Lyon [1] ve Pretlove [2] arkasında katı yüzeylerle çevrilmiş akustik hacim bulunan esnek plak için hacmin plaka etkisinin az olduğu zayıf bağlaşıklık kabulü altında çalışmalar yapmışlardır. Fahy [3] zayıf bağlaşıklık kabulü altında, modal bağlaşıklık yaklaşımıyla benzer bir sistem incelemiştir.

Analitik modeller düzgün geometriye sahip, metalik yapıların serbest titreşimleri için kesin sonuçlar vermekle birlikte; günlük hayattaki daha karmaşık geometriye sahip, yeni geliştirilen malzemelerden yapılmış yapıların serbest titreşimlerinde ve zorlanmış titreşim problemlerinde kullanılamamaktadır.

İlerleyen bilim ve teknolojiyle birlikte, sayısal algoritmalara dayanan Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) ve Sınır Elemanları Metodu gibi yöntemler geliştirilmiş ve bunlar karmaşık problemlerin çözümünde etkin olarak kullanılmıştır. SEM/SEM modeli için bağlaşık analizlerde kullanılan "basınç yerdeğiştirme denklemi" Craggs [4-6] tarafından verilmiş olup "Craggs denklemi" olarak da bilinmektedir. Aynı denklem Zienkiewicz ve Newton'un [7] çalışmalarında da kullanılmıştır. Plakların farklı yapısal ve akustik zorlamalar altındaki bağlaşık vibro-akustik davranışları Arpaz ve ark. [8] tarafından incelenmiştir. Bu çalışmada bağlaşık SEM/Sonlu Elemanlar modelleri kullanılmıştır.

Genel olarak bugüne kadar bu alanda yapılan araştırmalarda, ince metal malzemeden üretilmiş plaklar için modeller kurulmuştur. Ancak kompozit malzemelerin gün geçtikçe kullanım alanları daha da yaygınlaşmakta ve birçok uygulamada metal esaslı malzemelerin yerini almaktadır.

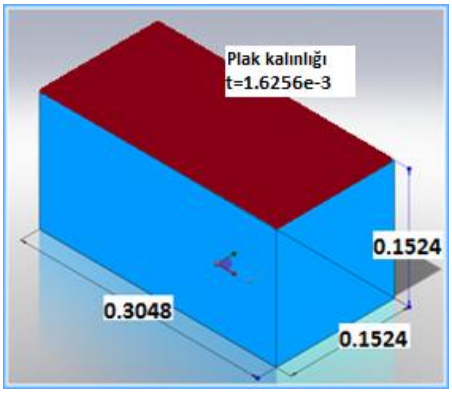
Kompozit malzemelerin bağlaşık vibro-akustik davranışını inceleyen ilk araştırmalardan biri Niyogi ve ark. [9] tarafından yapılmış ve kompozit plak, Mindlin plak teorisi (FSDT) kullanılarak modellenmiştir. Çalışmada, tabaka sayısı, sarım açısı, plak kalınlığı ve sönüm oranı gibi parametrelerin akustik basınca etkisi SEM/Sınır Elemanları modeli kullanılarak incelenmiştir.

Bu çalışmada, arkasında hava içeren bir hacim bulunan ince kompozit malzemeden üretilmiş plakların sonlu elemanlar yöntemi ile serbest bağlaşık vibro-akustik analizleri gerçekleştirilmiştir. Kompozit plakın tabaka sayısı, sarım açısı ve malzeme tipinin bağlaşık doğal frekansa etkileri incelenmiştir.

## 2. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

Kurulan bağlaşık sistem modelinin doğrulaması için izotropik plak kullanılarak yapılan analiz sonuçları analitik çözümlerle karşılaştırılmıştır. Burada, esnek plakanın malzemesi alüminyum olarak seçilmiştir.

Çalışmanın analiz kısmı, yapısal modal analiz, akustik modal analiz ve bağlaşık (vibro-akustik) analiz olmak üzere üç kısımdan oluşmaktadır. Kurulan model ve ölçüleri metre cinsinden Şekil 1'de verildiği gibidir.




Şekil 1. Bağlaşık Sistem

### 2.1. Yapısal Modal Analiz

Esnek plak için hareket denklemi en genel ifadesiyle aşağıdaki gibi yazılır:

$$[M_s]\{\ddot{u}\} + [C_s]\{\dot{u}\} + [K_s]\{u\} = \{f_s\} \qquad (1)$$

Burada $[M_S]$, $[C_S]$ ve $[K_S]$ sırasıyla kütle, sönüm ve direngenlik katsayı matrisleridir. $\{f_S\}$ plakaya etki eden kuvvet vektörü olup $\{u\}$, $\{\dot{u}\}$ ve $\{\ddot{u}\}$ düğümlerdeki yerdeğiştirme, hız ve ivme vektörleridir.

Plakın sönümsüz serbest titreşim hareketi için Denklem (1)'de sönüm matrisi ve eşitliğin sağ tarafı sıfırdır. Bu durumda Denklem (1) aşağıdaki şekli alır:

$$\{\lambda^2[M] + [K]\}\{\varphi\} = 0 \qquad (2)$$

Burada $\lambda$ özdeğer, $\{\varphi\}$ özvektördür. Denklem (2)'nin çözümü sistemin doğal frekansını verir.

### 2.2. Akustik Modal Analiz

Akustik bir hacim için basınç denklemi aşağıdaki gibi verilir:

$$[M_a]\{\ddot{p}\} + [C_a]\{\dot{p}\} + [K_a]\{p\} = \{f_a\}. \qquad (3)$$

Burada $[M_a]$, $[C_a]$, $[K_a]$ sırasıyla akustik hacmin kütle, sönüm ve direngenlik matrisleri, $f_a$ akustik zorlamadır. Denklem (2)'de sönüm ve akustik zorlamanın olmadığı kabulü, hacmin sönümsüz serbest modlarını verir.

### 2.3. Bağlaşık Analiz

Bağlaşık analiz için Denklem (1) ve (3)'ün ortak çözümü gerekmektedir. Bu iki denklem $\dot{u} = j\omega u$, $\dot{p} = j\omega p$, $\ddot{u} = -\omega^2 u$, $\ddot{p} = -\omega^2 p$ harmonik hareket kabulleri yapılarak düzenlenirse, sonlu elemanlar uygulamasında en çok kullanılan ve yer-değiştirme-basınç formülü olarak bilinen aşağıdaki denklem elde edilir:

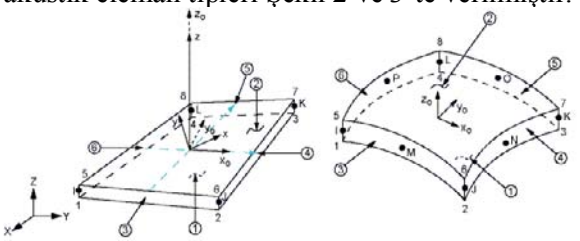
$$\left(-\omega^2\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ M_{fs} & M_a \end{bmatrix} + j\omega\begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & K_{fs} \\ 0 & K_a \end{bmatrix}\right)\begin{Bmatrix} u \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ f_a \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Burada $\omega$ doğal frekans, $M_{fs}$ ve $K_{fs}$ sistemin fiziksel özelliğinden kaynaklanan, esnek yüzey için, vibro-akustik bağlaşıklık matrisleridir.

Denklem (4)'ün çözümünde eleman boyutunun büyüklüğüne dikkat edilmelidir. Çözüm hassasiyeti açısından, her bir dalga, doğrusal elemanlar için 6-10; ikinci dereceden elemanlar için 4 elemanı kapsayacak şekilde, dalga boyundan daha küçük uzunlukta, sonlu eleman seçilmesi gerekmektedir. Sistem matrisi asimetrik olduğundan, eleman sayısının artışı bu doğrusal denklem takımının çözümünü belirgin biçimde yavaşlatır.

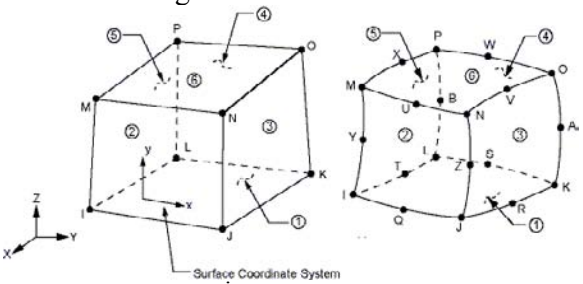
## 3. SİSTEMİN SONLU ELEMAN MODELİ VE MODAL ANALİZİ

Sistemin modellenmesinde kullanılan yapısal ve akustik eleman tipleri Şekil 2 ve 3'te verilmiştir.



Şekil 2. Doğrusal ve İkinci Dereceden Kabuk Elemanlar

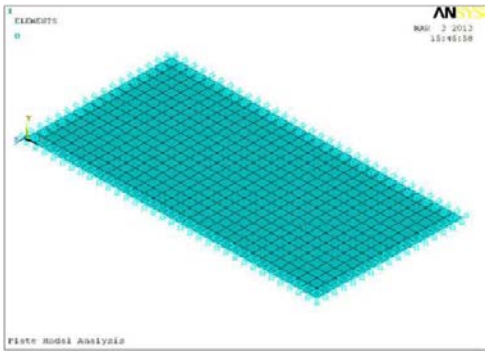
Bu kabuk eleman tipleri ince veya orta kalınlıktaki plak ya da kabuk yapıların modellenmesinde kullanılır. Çözüm, Mindlin Plak Teorisine göre yapılır. Doğrusal kabuk eleman 4 düğüme, ikinci dereceden kabuk eleman 8 düğüme sahiptir. Her düğüm 3'er öteleme ve 3'er dönme serbestliği olmak üzere toplam 6 serbestlik derecesine sahiptir. Şekil 3'te verilen doğrusal ve ikinci dereceden kübik



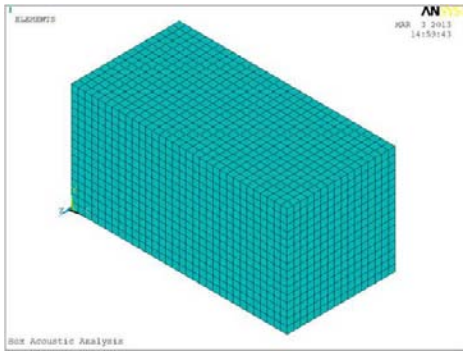

Şekil 3. Doğrusal ve İkinci Dereceden Kübik Elemanlar

elemanlar üç boyutlu akustik hacimlerin modellenmesinde kullanılır ve sırasıyla 8 ve 20 düğümden oluşurlar. Her düğüm 3 öteleme ve 1 basınç olmak üzere 4 serbestlik derecesine sahiptir.

Şekil 4'de, 32x64 doğrusal kabuk elemana bölünmüş ve basit mesnet sınır şartı uygulanmış olan esnek plak görülmektedir. Modal analiz sonucu alüminyum plak için elde edilen sonlu eleman doğal frekansları ile analitik sonuçlar Tablo 1'de verilmiştir. Şekil 5'de 32x64x32 doğrusal kübik eleman kullanılarak modellenmiş akustik hacim görülmektedir. İçinde hava bulunan bu hacmin sonlu elemanlar analizi ile bulunan doğal frekansları ile analitik sonuçlar Tablo 2'de karşılaştırılmıştır.



Şekil 4. Esnek Plak Modeli



Şekil 5. Akustik Hacim Modeli

Tablo 1. Alüminyum Plakın Doğal Frekansları (Hz)

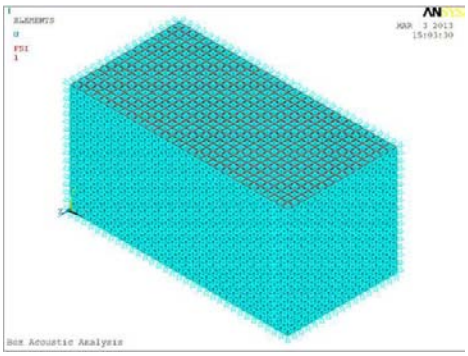
| MOD SAYISI m | n | ANALİTİK [10] | SONLU ELEMANLAR |
|---|---|---|---|
| 1 | 1 | 209.34 | 209.49 |
| 1 | 2 | 334.94 | 335.16 |
| 1 | 3 | 544.28 | 545.03 |
| 2 | 1 | 711.76 | 714.31 |
| 1 | 4 | 837.36 | 839.72 |
| 2 | 2 | 837.36 | 839.72 |
| 2 | 3 | 1046.70 | 1049.10 |
| 1 | 5 | 1214.20 | 1220.10 |
| 2 | 4 | 1339.80 | 1343.20 |
| 3 | 1 | 1549.15 | 1562.40 |

Tablo 2. Akustik Hacmin Doğal Frekansları (Hz)

| MOD SAYISI K | m | n | ANALİTİK [10] | SONLU ELEMANLAR |
|---|---|---|---|---|
| 0 | 0 | 0 | 0.00 | 0.00 |
| 1 | 0 | 0 | 557.71 | 557.80 |
| 0 | 1 | 0 | 1115.50 | 1115.90 |
| 0 | 0 | 1 | 1115.50 | 1115.90 |
| 2 | 0 | 0 | 1115.50 | 1115.90 |
| 1 | 1 | 0 | 1247.20 | 1247.60 |
| 1 | 0 | 1 | 1247.20 | 1247.60 |
| 0 | 1 | 1 | 1577.50 | 1578.20 |
| 2 | 1 | 0 | 1577.50 | 1578.20 |
| 2 | 0 | 1 | 1577.50 | 1578.20 |

Şekil 6'da esnek plak ile hava içeren akustik bir hacim olan kabinden oluşan bağlaşık sistem modeli görülmektedir. Bu modelde esnek plak, kabine basit mesnet sınır şartı ile tutturulmuştur. Tablo 3'te, yapısal ve bağlaşık analiz sonlu elemanlar (SEM) sonuçları literatürdeki değerlerle karşılaştırılmıştır. Tablo 3'te bağlaşık sistem frekanslarının (BSF) plak frekanslarına (PF) oranı da sunulmuştur. Bu model için sonlu elemanlar çözümlerinin, kullanılan eleman tipi ve sayısı açısından yeterince güvenilir olduğu görülmektedir.

Şekil 1'deki sistem için elde edilen yapısal, akustik hacim ve bağlaşık frekanslar Tablo 4'te verilmiştir. BOF, bağlaşık olmayan sistem frekansıdır. Plak ve akustik hacmin temel frekanslarında, bağlaşıklık etkisi daha önemli olmakta ve artış biçiminde ortaya çıkmaktadır.



Şekil 6. Bağlaşık Sistem Modeli

Tablo 3. Yapısal ve Bağlaşık Sistem Frekansları (Hz)

| PLAK [10] | PLAK SEM | BAĞLAŞIK SİSTEM [2] | BAĞLAŞIK SİSTEM SEM | BSF/PF | BSF/PF SEM |
|---|---|---|---|---|---|
| 209.34 | 209.49 | 216.39 | 216.05 | 1.034 | 1.031 |
| 544.28 | 545.03 | 541.60 | 541.80 | 0.995 | 0.994 |
| 1214.20 | 1220.10 | 1212.39 | 1217.10 | 0.999 | 0.998 |
| 1549.15 | 1562.40 | 1543.82 | 1555.80 | 0.997 | 0.996 |

## 4. KOMPOZİT PLAKLARIN MODELLENMESİ VE MODAL ANALİZİ

Kompozit plak için, bağlaşık çözümlere geçmeden önce, uygun eleman tipi ve sayısını belirlemek amacıyla farklı tabaka sayısı ve sarım açılarına sahip kare kompozit plaklar için sonlueleman analizleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar literatürde bulunan değerler ile

Tablo 4. Yapısal, Akustik ve Bağlaşık Frekanslar (Hz)

| PLAK 32x64 | AKUSTIK HACIM 32x64x32 | BAGLASIK SISTEM 32x64x32 | BSF/ BOF |
|---|---|---|---|
| - | 0 | 0 | - |
| 209.49 | - | 216.05 | 1.031 |
| 335.16 | - | 330.55 | 0.986 |
| 545.03 | - | 541.80 | 0.994 |
| - | 557.80 | 561.55 | 1.007 |
| 714.31 | - | 709.60 | 0.993 |
| 839.72 | - | 834.46 | 0.994 |
| 839.72 | - | 836.05 | 0.996 |
| 1049.10 | - | 1042.40 | 0.994 |
| - | 1115.90 | 1116.20 | 1.003 |
| - | 1115.90 | 1118.90 | 1.003 |
| - | 1115.90 | 1119.03 | 1.003 |
| 1220.10 | - | 1217.10 | 0.998 |
| - | 1247.60 | 1248.30 | 1.001 |
| - | 1247.60 | 1250.30 | 1.002 |
| 1343.20 | - | 1337.90 | 0.996 |
| 1562.40 | - | 1555.80 | 0.996 |

karşılaştırmalı olarak Tablo 5-7'de verilmiştir. Burada, $\beta_i = \omega_i a^2\sqrt{\rho h/D_{01}}$ i'nci doğal frekans parametresi, $D_{01} = E_1 h^3/(1-\upsilon_{12}\upsilon_{21})$ plak rijitliği ve fiziksel parametreler $E_1/E_2 = 2.45$, $G_{12} = 0.48E_2$, $\upsilon_{12} = 0.23$, $\upsilon_{21} = 0.0939$, $\rho = 8000kgm^{-3}$, $h = 0.06m$, $h/a = 0.006$'dır. SSSS, sabit sınır şartını; DSC, Ayrık Tekil Konvolusyon Yöntemi'ni ifade etmektedir. Sonlu elemanlar analizinde plak Birinci Dereceden Kayma Gerilmesi Yöntem'ine göre modellenir. Bağlaşık olmayan yapısal ve akustik analizler için K ve M matrisleri simetriktir ve özdeğer denklemi Block Lanczos yöntemi ile çözülür. Bağlaşık sistem çözümü için K, M matrisleri simetrik olmadığı için bu yöntem yerine Unsymmetric yöntemi kullanılır.

Kompozit plak sonlu eleman analizlerinde daha hassas sonuçlar elde etmek için doğrusal eleman yerine ikinci dereceden eleman tipi kullanılmıştır. Tablolardan da görüleceği gibi 30x30 eleman sayısı bu eleman tipi için kompozit plak analizinde yeterince hassas sonuçlar vermektedir.

## 5. KOMPOZİT PLAKLARIN BAĞLAŞIK VİBRO-AKUSTİK ANALİZİ

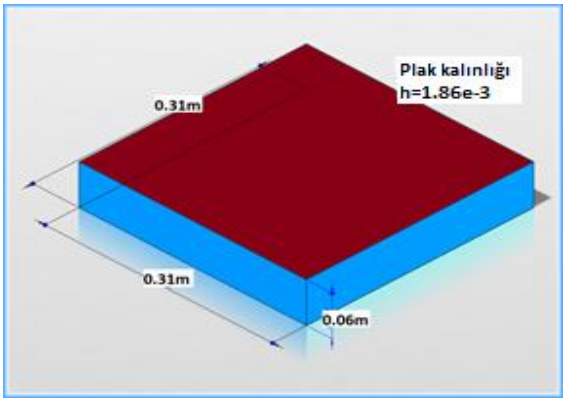
Kompozit malzeme özelliklerinin, plakların vibro-akustik davranışlarına etkisini incelemeyi hedefleyen bu çalışmada kullanılan kompozit malzemelerin özellikleri Tablo 8'de verilmiştir.

Bu analizlerde, ölçüleri Şekil 7'de gösterilen sistem için üç farklı kompozit plak malzemesi kullanılmış; tabaka sayıları ve sarım açıları değiştirilmiştir. Modelde esnek plak kabine sabit sınır şartı ile tutturulmuştur. Analizler sonucunda elde edilen yapısal, akustik hacim ve bağlaşık doğal frekanslar ile bağlaşık frekansların yapısal ve akustik frekanslara oranları Tablo 9-17'de verilmiştir. Bu tablolar, kompozit plakların doğal frekans karakteristiklerini ortaya koymaktadır.

Malzemenin elastisite modülünün artışı plakın yapısal ve bağlaşık doğal frekanslarını artırmakta; yoğunluğunun azalması da aynı etkiyi yaratmaktadır. Fakat burada baskın olan etkinin direngenlik olduğu görülmektedir. Buna karşın, direngenliğin sistem üzerindeki bağlaşıklık etkisini azalttığı görülmektedir. Çünkü yüzeyin esnekliği azaldıkça akustik basıncın yüzey üzerindeki etkisi de azalmaktadır. Diğer bir deyişle, kabin içindeki havanın titreşiminden kaynaklanan ve plak üzerinde zorlama etkisi yapan akustik basıncın plak titreşimine etkisi, sertlik ile birlikte azalmaktadır. Benzer şekilde tabaka sayısının artması, sıfırdan farklı açılı yerleştirme düzeni için, yapısal frekansı ve

Tablo 8. Kompozit Malzemelerin Fiziksel Özellikleri

| Özellikler [12] | E-Glass/ Epoxy | Kevlar / Epoxy | Karbon / Epoxy |
|---|---|---|---|
| Oransal Fiber Hacmi | 0.55 | 0.60 | 0.63 |
| Yoğunluk (ρ, kg/m$^3$) | 2100 | 1380 | 1580 |
| Elastisite Modülü ($E_1$, GPA) | 39 | 87 | 142 |
| Elastisite Modülü ($E_2$, GPA) | 8.6 | 5.5 | 10.3 |
| Kayma Modülü ($G_{12}$, GPA) | 3.8 | 2.2 | 7.2 |
| Poisson Oranı ($\upsilon_{12}$) | 0.28 | 0.34 | 0.27 |




Şekil 7. Kompozit Plak-Akustik Hacim Bağlaşık Sistem

Tablo 5. Üç Tabakalı Kompozit Plakın Çeşitli Sarım Açıları için Doğal Frekans Parametreleri ($\beta_i$)

| Sarım Açısı | Çözüm | Mod Sıra Numarası | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| SSSS: | | | | | | | |
| (0°,0°,0°) | Seçgin ark. (DSC) [11] | 29.087 | 50.792 | 67.279 | 85.629 | 87.112 | 118.500 |
| | SEM (30x30) | 29.066 | 50.728 | 67.179 | 85.466 | 86.935 | 118.188 |
| | SEM (40x40) | 29.065 | 50.728 | 67.179 | 85.460 | 86.935 | 118.182 |
| (15°,-15°,15°) | Seçgin ark. (DSC) [11] | 28.897 | 51.405 | 65.911 | 84.515 | 89.712 | 119.210 |
| | SEM (30x30) | 28.873 | 51.335 | 65.806 | 84.341 | 89.515 | 118.869 |
| | SEM (40x40) | 28.873 | 51.335 | 65.806 | 84.341 | 89.515 | 118.862 |
| (30°,-30°,30°) | Seçgin ark. (DSC) [11] | 28.522 | 53.124 | 62.683 | 83.821 | 95.158 | 114.130 |
| | SEM (30x30) | 28.495 | 53.042 | 62.572 | 83.623 | 94.918 | 113.815 |
| | SEM (40x40) | 28.495 | 53.041 | 62.572 | 83.623 | 94.918 | 113.809 |
| (45°,-45°,45°) | Seçgin ark. (DSC) [11] | 28.337 | 54.623 | 60.430 | 83.658 | 101.940 | 105.600 |
| | SEM (30x30) | 28.308 | 54.535 | 60.318 | 83.451 | 101.668 | 105.304 |
| | SEM (40x40) | 28.308 | 54.535 | 60.317 | 83.445 | 101.668 | 105.298 |

Tablo 6. Dört Tabakalı Kompozit Plakın Çeşitli Sarım Açıları için Doğal Frekans Parametreleri ($\beta_i$)

| Sarım Açısı | Çözüm | Mod Sıra Numarası | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| SSSS: | | | | | | | |
| (0°,0°,0°,0°) | Seçgin ark. (DSC) [11] | 29.087 | 50.792 | 67.279 | 85.629 | 87.112 | 118.500 |
| | SEM (30x30) | 29.066 | 50.728 | 67.179 | 85.466 | 86.935 | 118.188 |
| | SEM (40x40) | 29.065 | 50.728 | 67.179 | 85.460 | 86.935 | 118.182 |
| (15°,-15°,-15°,15°) | Seçgin ark. (DSC) [11] | 28.940 | 51.528 | 65.959 | 85.070 | 89.530 | 119.880 |
| | SEM (30x30) | 28.916 | 51.458 | 65.857 | 84.894 | 89.331 | 119.542 |
| | SEM (40x40) | 28.916 | 51.458 | 65.851 | 84.894 | 89.331 | 119.536 |
| (30°,-30°,-30°,30°) | Seçgin ark. (DSC) [11] | 28.648 | 53.597 | 62.720 | 85.093 | 95.088 | 114.260 |
| | SEM (30x30) | 28.620 | 53.512 | 62.607 | 84.888 | 94.848 | 113.936 |
| | SEM (40x40) | 28.620 | 53.512 | 62.607 | 84.888 | 94.842 | 113.930 |
| (45°,-45°,-45°,45°) | Seçgin ark. (DSC) [11] | 28.503 | 55.534 | 60.197 | 85.254 | 102.520 | 105.180 |
| | SEM (30x30) | 28.474 | 55.443 | 60.083 | 85.034 | 102.241 | 104.885 |
| | SEM (40x40) | 28.474 | 55.442 | 60.083 | 85.034 | 102.241 | 104.885 |

Tablo 7. Beş Tabakalı Kompozit Plakın Çeşitli Sarım Açıları için Doğal Frekans Parametreleri ($\beta_i$)

| Sarım Açısı | Çözüm | Mod Sıra Numarası | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| SSSS: | | | | | | | |
| (0°,0°,0°,0°,0°) | Seçgin ark. (DSC) [11] | 29.087 | 50.792 | 67.279 | 85.629 | 87.112 | 118.500 |
| | SEM (30x30) | 29.066 | 50.728 | 67.179 | 85.466 | 86.935 | 118.188 |
| | SEM (40x40) | 29.065 | 50.728 | 67.179 | 85.460 | 86.935 | 118.182 |
| (15°,-15°,15°,-15°,15°) | Seçgin ark. (DSC) [11] | 28.972 | 51.620 | 65.995 | 85.527 | 89.350 | 120.400 |
| | SEM (30x30) | 28.949 | 51.551 | 65.895 | 85.352 | 89.159 | 120.057 |
| | SEM (40x40) | 28.948 | 51.551 | 65.895 | 85.352 | 89.159 | 120.051 |
| (30°,-30°,30°,-30,°30°) | Seçgin ark. (DSC) [11] | 28.740 | 53.951 | 62.741 | 86.097 | 94.968 | 114.350 |
| | SEM (30x30) | 28.714 | 53.870 | 62.638 | 85.899 | 94.746 | 114.050 |
| | SEM (40x40) | 28.714 | 53.869 | 62.637 | 85.899 | 94.740 | 114.044 |
| (45°,-45°,45°,-45°,45°) | Seçgin ark. (DSC) [11] | 28.624 | 56.308 | 59.917 | 86.486 | 102.950 | 104.810 |
| | SEM (30x30) | 28.597 | 56.219 | 59.815 | 86.274 | 102.685 | 104.548 |
| | SEM (40x40) | 28.597 | 56.219 | 59.814 | 86.274 | 102.679 | 104.541 |

bağlaşık karşılığını genellikle bir miktar artırmakta ancak bağlaşıklık etkisini de küçük bir oranda azaltmaktadır. Sarım açısının doğal frekanslar üzerindeki etkisi ise malzeme ve tabaka sayısı etkisinden daha farklı olup değişkendir. Açının değiştirilmesi, plakın enine ve boyuna esnekliğini farklı biçimde değiştirdiğinden, titreşim biçimine bağlı olarak bazı doğal frekanslar artarken diğerleri azalmaktadır. Sarım açısı bağlaşıklık ilişkisi hafif ölçüde değişken olmakla birlikte; özellikle mühendislik hesaplamaları için en önemli frekans olan temel frekansta açının artışı bağlaşıklık etkisini artırmaktadır.

Kompozit ve izotropik plakların bağlaşık vibro-akustik davranışlarını karşılaştırmak üzere fiziksel özellikleri Tablo 18'de verilen alüminyum ve çelik plaklar için Şekil 7'deki model kullanılarak yapılan çözümler, üç tabakalı, 0° açılı kompozit plak sonuçları ile birlikte Tablo 19'da sunulmuştur. Bu karşılaştırma, iki tür malzemenin bağlaşıklık özelliği açısından aynı davrandıklarını ancak, kompozit plaklarda ve akustik hacimlerinde bu etkinin daha yüksek olduğunu göstermektedir.

## 6. SONUÇ

Kompozit plakların bağlaşık vibro-akustik analizi gerçekleştirilmiş ve arkasında akustik hacim bulunan plakların malzeme, tabaka sayısı ve sarım açısı gibi özelliklerinin sistemin doğal frekanslarına etkileri ortaya konulmuştur. Daha esnek malzemelerden ve daha az tabakalı kompozitlerden yapılmış plaklar bağlaşıklık etkisinde daha çok kalmaktadır. Sarım açısı ile bağlaşıklık ilişkisi ise değişken olup temel frekanslar diğerlerine göre açı değişimine daha duyarlıdır.

Bu çalışma, kompozit plakların vibro-akustik analizinde bağlaşıklık etkisini dikkate almanın ve titreşim biçimlerini inceleyerek hassas çözümler yapmanın gerekliliğini ortaya koymuştur.

## KAYNAKLAR

1. Lyon, R. H., "Noise reduction of rectangular enclosures with one flexible wall", Journal of the Acoustical Society of America, 35, 1791-1797, 1963.

2. Pretlove, A. J., "Free vibrations of a rectangular panel backed by a closed rectangular cavity", Journal of Sound and Vibration, 2, 197-209, 1965.

3. Fahy, F., "Vibration of containing structures by sound in the contained fluid", Journal of Sound and Vibration, 10, 490-512, 1969.

4. Craggs, A., "The transient response of coupled acousto-mechanical systems", NASA Contractor Report, CR1421, 1-82, 1969.

5. Craggs, A., "The transient response of a coupled plate-acoustic system using plate and acoustic finite elements", Journal of Sound and Vibration, 15, 509-528, 1971.

6. Craggs, A., "An acoustic finite element approach for studying boundary flexibility and sound transmission between irregular enclosures", Journal of Sound and Vibration, 30, 343-357, 1973.

7. Zienkiewicz, O. C., Newton R. E., "Coupled vibrations of a structure submerged in a compressible fluid", Proceedings of the International Symposium on Finite Element Techniques, Stuttgart, Germany, 1-9, 1969.

8. Seçgin, A., Arpaz, Ö., Sarıgül, A.S., "Yapısal-akustik bağlaşıklığın boşluk-plaka sistem karakteristiğine etkisi", Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu-13, Cilt 2, 573-582, Sivas, 2007.

9. Niyogi, A. G., Laha M. K., Sinha P. K., "A coupled FE-BE analysis of acoustic cavities confined inside laminated composite enclosures", Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 72, 345-357, 2000.

10. Harris, C.M., Piersol, A.G., "Harris' shock and vibration handbook", 5th ed., McGraw-Hill, 2002.

11. Seçgin, A, Sarıgül, A.S., "Free vibration analysis of symmetrically laminated thin composite plates by using discrete singular convolution (DSC) approach: Algorithm and verification", Journal of Sound and Vibration, 315, 197-211, 2008.

12. Seçgin, A., Ataş, C., Sarıgül, A.S., "The effects of composite plate design parameters on linear vibrations by discrete singular convolution method", Journal of Composite Materials, 43, 2963-2986, 2009.

Tablo 9. Üç Tabakalı E-Glass&Epoxy Plak ve Akustik Hacim için Doğal Frekans Değerleri (Hz)

| Plak Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/PF | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° |
| 101.15 | 99.49 | 96.25 | 94.70 | 130.53 | 129.21 | 126.66 | 125.43 | 1.290 | 1.299 | 1.316 | 1.324 |
| 155.44 | 158.28 | 166.79 | 174.73 | 153.13 | 155.93 | 164.35 | 172.24 | 0.985 | 0.985 | 0.985 | 0.986 |
| 249.64 | 241.00 | 220.89 | 207.19 | 245.48 | 237.03 | 217.29 | 203.77 | 0.983 | 0.984 | 0.984 | 0.983 |
| 253.78 | 257.66 | 264.88 | 267.42 | 255.32 | 259.04 | 265.44 | 267.47 | 1.006 | 1.005 | 1.002 | 1.000 |
| 290.98 | 292.55 | 306.09 | 333.56 | 288.48 | 290.21 | 304.41 | 331.45 | 0.991 | 0.992 | 0.995 | 0.994 |
| Akustik Hacim Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/AHF | | | |
| 548.39 | | | | 553.59 | 553.13 | 551.04 | 562.17 | 1.009 | 1.009 | 1.005 | 1.025 |
| 548.39 | | | | 561.12 | 560.11 | 559.51 | 583.52 | 1.023 | 1.021 | 1.020 | 1.064 |
| 775.54 | | | | 769.48 | 798.15 | 782.73 | 775.20 | 0.992 | 1.029 | 1.009 | 1.000 |

Tablo 10. Dört Tabakalı E-Glass&Epoxy Plak ve Akustik Hacim için Doğal Frekans Değerleri (Hz)

| Plak Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/PF | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° |
| 101.15 | 99.91 | 97.51 | 96.36 | 130.53 | 129.66 | 127.96 | 127.14 | 1.290 | 1.298 | 1.312 | 1.319 |
| 155.44 | 159.33 | 170.60 | 181.55 | 153.13 | 156.96 | 168.05 | 178.89 | 0.985 | 0.985 | 0.985 | 0.985 |
| 249.64 | 241.62 | 222.20 | 207.23 | 245.48 | 237.63 | 218.57 | 203.81 | 0.983 | 0.983 | 0.984 | 0.983 |
| 253.78 | 260.01 | 274.69 | 281.11 | 255.32 | 261.35 | 274.95 | 280.48 | 1.006 | 1.005 | 1.001 | 0.998 |
| 290.98 | 293.73 | 307.76 | 339.56 | 288.48 | 291.31 | 306.03 | 337.38 | 0.991 | 0.992 | 0.994 | 0.994 |
| Akustik Hacim Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/AHF | | | |
| 548.39 | | | | 553.59 | 553.32 | 551.6 | 564.98 | 1.009 | 1.009 | 1.006 | 1.030 |
| 548.39 | | | | 561.12 | 560.49 | 560.4 | 581.82 | 1.023 | 1.022 | 1.022 | 1.061 |
| 775.54 | | | | 769.48 | 800.4 | 784.73 | 777.18 | 0.992 | 1.032 | 1.012 | 1.002 |

Tablo 11. Beş Tabakalı E-Glass&Epoxy Plak ve Akustik Hacim için Doğal Frekans Değerleri (Hz)

| Plak Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/PF | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° |
| 101.15 | 100.23 | 98.42 | 97.53 | 130.53 | 129.98 | 128.87 | 128.31 | 1.290 | 1.297 | 1.309 | 1.316 |
| 155.44 | 160.12 | 173.35 | 186.97 | 153.13 | 157.72 | 170.73 | 184.16 | 0.985 | 0.985 | 0.985 | 0.985 |
| 249.64 | 242.13 | 223.17 | 206.68 | 245.48 | 238.12 | 219.52 | 203.29 | 0.983 | 0.983 | 0.984 | 0.984 |
| 253.78 | 261.73 | 282.39 | 291.69 | 255.32 | 263.05 | 282.46 | 290.45 | 1.006 | 1.005 | 1.000 | 0.996 |
| 290.98 | 294.66 | 308.38 | 343.89 | 288.48 | 292.17 | 306.60 | 341.66 | 0.991 | 0.992 | 0.994 | 0.994 |
| Akustik Hacim Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/AHF | | | |
| 548.39 | | | | 553.59 | 553.43 | 551.93 | 567.43 | 1.009 | 1.009 | 1.006 | 1.035 |
| 548.39 | | | | 561.12 | 560.79 | 561.03 | 580.30 | 1.023 | 1.023 | 1.023 | 1.058 |

Tablo 12. Üç Tabakalı Kevlar&Epoxy Plak ve Akustik Hacim için Doğal Frekans Değerleri (Hz)

| Plak Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/PF | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° |
| 166.15 | 159.94 | 147.69 | 141.89 | 193.37 | 188.01 | 177.35 | 172.26 | 1.164 | 1.176 | 1.201 | 1.214 |
| 202.49 | 206.03 | 222.76 | 241.91 | 197.79 | 201.32 | 217.88 | 236.96 | 0.977 | 0.977 | 0.978 | 0.980 |
| 282.45 | 295.76 | 335.23 | 322.96 | 284.48 | 297.54 | 336.30 | 313.42 | 1.007 | 1.006 | 1.003 | 0.970 |
| 407.35 | 413.17 | 360.62 | 359.96 | 401.71 | 398.86 | 349.33 | 360.01 | 0.986 | 0.965 | 0.969 | 1.000 |
| 439.85 | 427.94 | 446.32 | 480.72 | 421.29 | 419.92 | 440.65 | 476.10 | 0.958 | 0.981 | 0.987 | 0.990 |
| Akustik Hacim Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/AHF | | | |
| 548.39 | | | | 559.16 | 559.59 | 551.51 | 557.12 | 1.020 | 1.020 | 1.006 | 1.016 |
| 548.39 | | | | 572.20 | 571.70 | 562.73 | 567.23 | 1.043 | 1.043 | 1.026 | 1.034 |
| 775.54 | | | | 782.77 | 776.66 | 795.03 | 786.21 | 1.009 | 1.001 | 1.025 | 1.014 |

Tablo 13. Dört Tabakalı Kevlar&Epoxy Plak ve Akustik Hacim için Doğal Frekans Değerleri (Hz)

| Plak Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/PF | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° |
| 166.15 | 161.73 | 153.56 | 149.92 | 193.37 | 190.04 | 183.51 | 180.46 | 1.164 | 1.175 | 1.195 | 1.204 |
| 202.49 | 211.12 | 239.46 | 268.48 | 197.79 | 206.19 | 233.80 | 262.18 | 0.977 | 0.977 | 0.976 | 0.977 |
| 282.45 | 303.71 | 367.14[3] | 329.99 | 284.48 | 305.05 | 356.54[4] | 319.94 | 1.007 | 1.004 | 1.000[3] | 0.970 |
| 407.35 | 417.45 | 368.54[4] | 412.77 | 401.71 | 401.87 | 367.12[3] | 410.76 | 0.986 | 0.963 | 0.967[4] | 0.995 |
| 439.85 | 438.02 | 468.08 | 511.16 | 421.29 | 430.54 | 461.45 | 505.93 | 0.958 | 0.963 | 0.986 | 0.990 |
| Akustik Hacim Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/AHF | | | |
| 548.39 | | | | 559.16 | 560.49 | 556.98 | 537.32 | 1.020 | 1.022 | 1.016 | 0.980 |
| 548.39 | | | | 572.20 | 574.02 | 571.75 | 558.82 | 1.043 | 1.047 | 1.043 | 1.019 |
| 775.54 | | | | 782.77 | 779.75 | 781.02 | 758.50 | 1.009 | 1.005 | 1.007 | 0.978 |

Üstel sayılar bağlaşık analizde sırası değişen modları ifade etmektedir.

Tablo 14. Beş Tabakalı Kevlar&Epoxy Plak ve Akustik Hacim için Doğal Frekans Değerleri (Hz)

| Plak Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/PF | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° |
| 166.15 | 163.06 | 157.32 | 154.77 | 193.37 | 191.49 | 187.28 | 185.20 | 1.164 | 1.174 | 1.190 | 1.197 |
| 202.49 | 214.73 | 250.08 | 286.34 | 197.79 | 209.64 | 243.90 | 279.12 | 0.977 | 0.976 | 0.975 | 0.975 |
| 282.45 | 309.25 | 374.12 | 332.79 | 284.48 | 310.32 | 361.66 | 322.57 | 1.007 | 1.003 | 0.967 | 0.969 |
| 407.35 | 420.39 | 387.46 | 448.88 | 401.71 | 404.19 | 386.85 | 445.30 | 0.986 | 0.961 | 0.998 | 0.992 |
| 439.85 | 445.26 | 482.52 | 530.15 | 421.29 | 437.84 | 475.16 | 524.55 | 0.958 | 0.983 | 0.985 | 0.989 |
| Akustik Hacim Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/AHF | | | |
| 548.39 | | | | 559.16 | 561.00 | 532.09 | 549.04 | 1.020 | 1.023 | 0.970 | 1.001 |
| 548.39 | | | | 572.20 | 576.55 | 558.69 | 559.16 | 1.043 | 1.051 | 1.019 | 1.020 |
| 775.54 | | | | 782.77 | 782.31 | 789.08 | 776.90 | 1.009 | 1.009 | 1.017 | 1.002 |

Tablo 15. Üç Tabakalı Karbon&Epoxy Plak ve Akustik Hacim için Doğal Frekans Değerleri (Hz)

| Plak Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/PF | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° |
| 201.88 | 195.22 | 181.96 | 175.54 | 222.36 | 216.19 | 203.90 | 197.94 | 1.101 | 1.107 | 1.121 | 1.128 |
| 254.68 | 259.64 | 280.43 | 303.30 | 249.12 | 254.05 | 274.57 | 297.15 | 0.978 | 0.978 | 0.979 | 0.980 |
| 362.91 | 379.64 | 425.90 | 399.12 | 362.82 | 379.41 | 425.03 | 386.13 | 1.000 | 0.999 | 0.998 | 0.967 |
| 526.56[4] | 503.28 | 442.05 | 451.58 | 493.18[5] | 475.44 | 425.34 | 449.64 | 0.973[4] | 0.945 | 0.962 | 0.996 |
| 530.41[5] | 549.22 | 556.79 | 604.01 | 512.41[4] | 526.83 | "-" | "-" | 0.930[5] | 0.959 | - | - |
| Akustik Hacim Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/AHF | | | |
| 548.39 | | | | 568.31 | 572.68 | 542.73 | 545.60 | 1.036 | 1.044 | 0.990 | 0.995 |
| 548.39 | | | | 581.62 | 576.79 | 564.54 | 561.99 | 1.061 | 1.052 | 1.029 | 1.025 |

Üstel sayılar bağlaşık analizde sırası değişen modları ifade etmektedir.
"-" ile gösterilen bağlaşık plak frekansları 5.sıradan daha ilerideki bir plak doğal frekansına ait bağlaşık karşılık oldukları için verilmemiştir.

Tablo 16. Dört Tabakalı Karbon&Epoxy Plak ve Akustik Hacim için Doğal Frekans Değerleri (Hz)

| Plak Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/PF | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° |
| 201.88 | 197.16 | 188.29 | 184.25 | 222.36 | 218.20 | 210.28 | 206.61 | 1.101 | 1.107 | 1.117 | 1.121 |
| 254.68 | 265.23 | 298.91 | 332.76 | 249.12 | 259.39 | 292.12 | 325.02 | 0.978 | 0.978 | 0.977 | 0.977 |
| 362.91 | 388.92 | 450.11 | 405.88 | 362.82 | 388.43 | 432.17 | 392.19 | 1.000 | 0.999 | 0.960 | 0.966 |
| 526.56[4] | 506.45[4] | 462.99 | 510.64 | 493.18[5] | 477.49[5] | 461.30 | 506.67 | 0.973[4] | 1.057[4] | 0.996 | 0.992 |
| 530.41[5] | 563.86[5] | 578.38 | 636.36 | 512.41[4] | 535.16[4] | - | - | 0.930[5] | 0.847[5] | - | - |
| Akustik Hacim | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/AHF | | | |
| 548.39 | | | | 568.31 | 574.69 | 551.09 | 553.10 | 1.036 | 1.048 | 1.005 | 1.009 |
| 548.39 | | | | 581.62 | 582.94 | 565.95 | 562.81 | 1.061 | 1.063 | 1.032 | 1.026 |

Üstel sayılar bağlaşık analizde sırası değişen modları ifade etmektedir.
"-" ile gösterilen bağlaşık plak frekansları 5.sıradan daha ilerideki bir plak doğal frekansına ait bağlaşık karşılık oldukları için verilmemiştir.

Tablo 17. Beş Tabakalı Karbon&Epoxy Plak ve Akustik Hacim için Doğal Frekans Değerleri (Hz)

| Plak Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/PF | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° | 0° | 15° | 30° | 45° |
| 201.88 | 198.56 | 192.36 | 189.56 | 222.36 | 219.64 | 214.30 | 211.80 | 1.101 | 1.106 | 1.114 | 1.117 |
| 254.68 | 269.19 | 310.80 | 352.91 | 249.12 | 263.17 | 303.35 | 343.90 | 0.978 | 0.978 | 0.976 | 0.974 |
| 362.91 | 395.43 | 455.54 | 408.10 | 362.82 | 394.76 | 436.76 | 394.21 | 1.000 | 0.998 | 0.959 | 0.966 |
| 526,56[4] | 508.86 | 487.19 | 551.45 | 493.18[5] | 479.06 | 485.04 | 545.66 | 0.973[4] | 0.941 | 0.996 | 0.990 |
| 530,41[5] | 573.90 | 592.26 | 656.60 | 512,41[4] | 539.67 | - | - | 0.930[5] | 0.940 | - | - |
| Akustik Hacim Doğal Frekansı | | | | Bağlaşık Karşılığı | | | | BSF/AHF | | | |
| 548.39 | | | | 568.31 | 575.90 | 553.79 | 555.94 | 1.036 | 1.050 | 1.010 | 1.014 |
| 548.39 | | | | 581.62 | 588.53 | 566.81 | 562.98 | 1.061 | 1.073 | 1.034 | 1.027 |

Üstel sayılar bağlaşık analizde sırası değişen modları ifade etmektedir.
"-" ile gösterilen bağlaşık plak frekansları 5.sıradan daha ilerideki bir plak doğal frekansına ait bağlaşık karşılık oldukları için verilmemiştir.

Tablo 18. İzotropik Malzemelerin Fiziksel Özellikleri

| Özellikler | Malzeme | |
|---|---|---|
| | Alüminyum | Çelik |
| Yoğunluk (ρ, kg/m$^3$) | 2700 | 7850 |
| Elastisite Modülü (E, GPA) | 67 | 200 |
| Poisson Oranı (υ) | 0.33 | 0.3 |

Tablo 19. İzotropik, Kompozit Plaklar ve Akustik Hacim için Doğal Frekans Değerleri (Hz)

| İzotropik | | | | | | | | Kompozit, Üç Tabaka, 0° Açılı Düzen | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Alüminyum | | | | Çelik | | | | E-Glass&Epoxy | | | | Kevlar&Epoxy | | | | Karbon&Epoxy | | | |
| Plak | Akustik | Bağlaşık | BSF/BOF | Plak | Akustik | Bağlaşık | BSF/BOF | Plak | Akustik | Bağlaşık | BSF/BOF | Plak | Akustik | Bağlaşık | BSF/BOF | Plak | Akustik | Bağlaşık | BSF/BOF |
| 168.78 | | 183.94 | 1.090 | 169.25 | | 174.65 | 1.032 | 101.15 | | 130.53 | 1.290 | 166.15 | | 193.37 | 1.164 | 201.88 | | 222.36 | 1.101 |
| 344.12 | | 338.68 | 0.984 | 345.07 | | 343.15 | 0.994 | 155.44 | | 153.13 | 0.985 | 202.49 | | 197.79 | 0.977 | 254.68 | | 249.12 | 0.978 |
| 344.12 | | 338.68 | 0.984 | 345.07 | | 343.15 | 0.994 | 249.64 | | 245.48 | 0.983 | 282.45 | | 284.48 | 1.007 | 362.91 | | 362.82 | 1.000 |
| 507.22 | | 502.86 | 0.991 | 508.64 | | 507.11 | 0.997 | 253.78 | | 255.32 | 1.006 | 407.35 | | 401.71 | 0.986 | 526.55[4] | | 493.18[5] | 0.930[5] |
| | 548.39 | 553.68 | 1.010 | | 548.39 | 550.28 | 1.003 | 290.98 | | 288.48 | 0.991 | 439.85 | | 421.29 | 0.958 | 530.41[5] | | 512.40[4] | 0.973[4] |
| | 548.39 | 553.68 | 1.010 | | 548.39 | 550.28 | 1.003 | 371.84 | | 369.19 | 0.993 | 463.43 | | 456.35 | 0.985 | | 548.39 | 560.23[6] | 0.984[6] |
| 616.65 | | 613.02 | 0.994 | 618.38 | | 617.11 | 0.998 | 392.13 | | 388.59 | 0.991 | 515.85 | | 507.27 | 0.983 | | 548.39 | 568.31 | 1.036 |
| 619.60 | | 618.95 | 0.999 | 621.33 | | 621.08 | 1.000 | 476.46 | | 475.28 | 0.998 | | 548.39 | 559.16 | 1.020 | 569.60[6] | | 581.62 | 1.061 |
| 773.04 | | 770.74 | 0.997 | 775.20 | | 774.40 | 0.999 | 495.72 | | 493.17 | 0.995 | | 548.39 | 570.77[8] | 0.996[8] | 649.35 | | 648.99 | 0.999 |
| 773.04 | | 770.74 | 0.997 | 775.20 | | 774.40 | 0.999 | 512.20 | | 504.62 | 0.985 | 573.29[8] | | 572.20 | 1.043 | 741.25 | | 737.75 | 0.995 |
| | 775.54 | 778.37 | 1.004 | | 775.54 | 776.54 | 1.001 | | 548.39 | 553.59 | 1.009 | 607.76 | | 602.33 | 0.991 | | 775.54 | 760.22[9] | 0.974[9] |
| 986.10 | | 983.64 | 0.998 | 988.87 | | 988.01 | 0.999 | | 548.39 | 561.12 | 1.023 | 744.09 | | 741.24 | 0.996 | 780.14[9] | | 799.75 | 1.031 |
| 986.10 | | 983.64 | 0.998 | 988.87 | | 988.01 | 0.999 | 567.92 | | 566.28 | 0.997 | | 775.54 | | | 965.92 | | 961.50 | 0.995 |

Üstel sayılar bağlaşık analizde sırası değişen modları ifade etmektedir.
"‾" ve "_" işaretleri akustik hacim doğal frekanslarını ve karşılıklarını ifade etmektedir.

# DÜZLEMSEL DÖRT-ÇUBUK MEKANİZMASININ GENETİK ALGORİTMA İLE OPTİMUM DENGELENMESİ

Selçuk ERKAYA

Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, 38039 Melikgazi, Kayseri

serkaya@erciyes.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada, düzlemsel bir dört-çubuk mekanizmasının ana yataklarındaki sarsma kuvvetleri ve momentlerinin azaltılmasına yönelik mekanizmanın optimum dengelenmesi irdelenmiştir. Dengeleme problemi, bir optimizasyon problemi olarak modellenmiştir. Bu problem için global bir çözümün elde edilmesi amacıyla Genetik Algoritma (GA) tekniğinden yararlanılmıştır. Bu amaca yönelik hedef fonksiyonu oluşturulmuş, mekanizmanın kinematik ve dinamik parametrelerinden yararlanılarak tasarım değişkenleri belirlenmiştir. Sonuçlar; hedef fonksiyonu, tasarım değişkeni ve ağırlık çarpanlarının uyumlu şekilde belirlenmesinin, mekanizmanın ana yataklarındaki sarsma kuvveti ve momentinin azaltılmasında azami önemli olduğunu göstermiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Sarsma kuvveti ve momenti, dengeleme, optimizasyon.

## OPTIMUM BALANCING OF PLANAR FOUR-BAR MECJHANISM USING GENETIC ALGORITHM

## ABSTRACT

In this study, optimal balancing of a planar four-bar mechanism is investigated to minimize the shaking force and moment fluctuations. Balancing of a four-bar mechanism is formulated as an optimization problem. Genetic algorithm is used to obtain a global solution for the optimization problem. For this purpose, an objective function is constituted, and design variables consisting of kinematic and dynamic parameters are defined. The results show that, a good definition among the objective function, design variables and weighting factors gives an important decrease at the shaking force and moment in the main bearings of mechanism.

**Keywords:** Shaking force and moment, balancing, optimization.

## 1. GİRİŞ

Mekanizmaların dengelenmesi problemi, ana yataklardaki sarsma kuvvetleri ve momentleri ile bunların sebep olduğu titreşimin azaltılması esasına dayanan oldukça eski bir problemdir. Gürültüye, aşınma ve yorulmaya sebep olmasından dolayı, titreşimin azaltılması önemlidir. Bilgisayar teknolojisindeki hızlı ilerleme, karmaşık optimizasyon problemlerinin bile çok kolay çözümüne imkan vermektedir. Son yıllarda, sarsma kuvveti ve momentinin azaltılmasına yönelik dengeleme problemleri, bir optimizasyon problemi olarak dikkate alınmış ve çözüm için global veya lokal optimizasyon tekniklerinden yararlanılmıştır. Sarsma kuvveti ve momentinin azaltılması, mekanizmanın dinamik performansının iyileştirilmesi adına önemli bir adımdır.

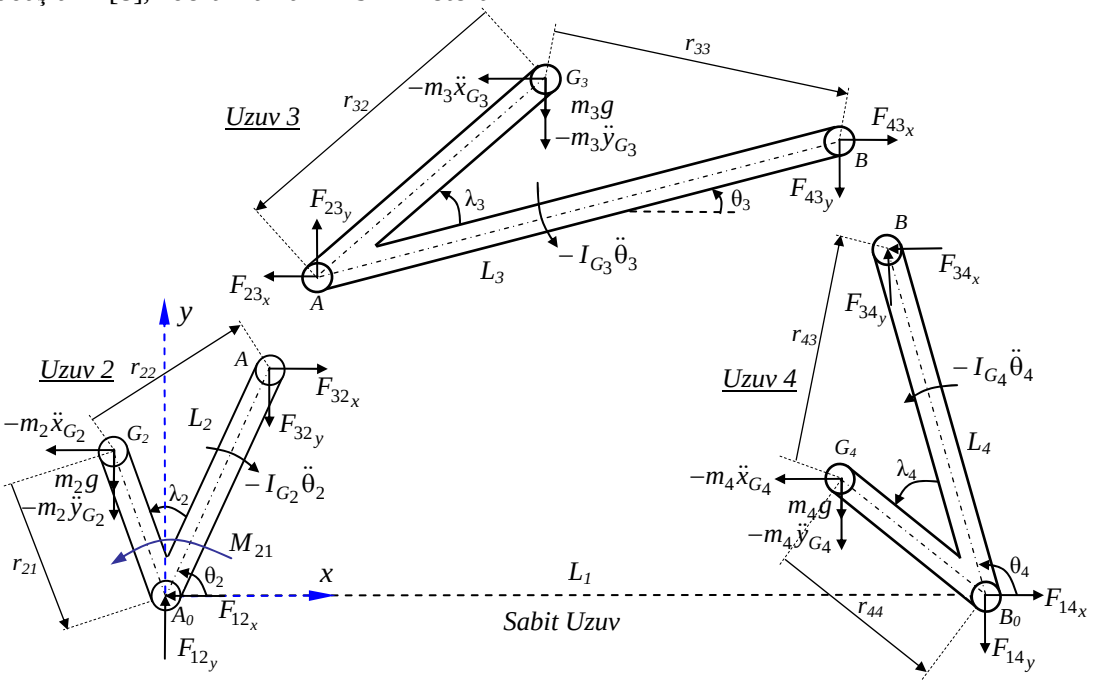
Feng [1] sadece döner mafsallardan oluşan sekiz-çubuk mekanizmasındaki sarsma kuvveti ve momentinin tamamen dengelenmesine yönelik bir yaklaşım önermiştir. Li [2.], düzlemsel mekanizmalar için sarsma kuvveti ve momentinin duyarlılık formülizasyonlarını tanımlamıştır. İmalat hatalarını da kapsayan gürbüz bir dengeleme yöntemi önermiştir. Sarsma kuvvet ve

momentinin dikkate alındığı hedef fonksiyonundaki ağırlık çarpanları, birbirine eşit seçilmiştir. Guo ve arkadaşları [3], GA tekniğini kullanarak mekanizmanın optimum dengelenmesi için kütle dağılımının yeniden ayarlanmasını araştırmıştır. Chaudhary ve Saha [4], dört-çubuk mekanizmasının dengelenmesini bir optimizasyon problemine dönüştürmüş, yeni uzuvların belirlenmesi için, uzuvların kütle dağılımını kısıtlayıcılar içerisinde formülize etmiştir. Diğer çalışmada [5] ise mekanizmanın dinamik performansının iyileştirilmesi amacıyla optimizasyon probleminin matematiksel formülizasyonunu sunmuştur. Erkaya ve Uzmay [6], eklem boşluklu bir mekanizmanın optimum dengelenmesine yönelik çalışma gerçekleştirmiştir. Ilia ve Sinatra [7], beş-çubuk mekanizmasının dengelenmesine yönelik tasarım denklemlerini türetmiş, uygun kısıtlayıcılar altında bir optimizasyon problemi olarak çözüme ulaşılmıştır. Park ve arkadaşları [8], dört zamanlı bir motorun dengelenmesine yönelik, nümerik bir program geliştirmiştir.

Önceki çalışmalarda; hem hedef fonksiyonunun belirlenmesi hem de ağırlık çarpanlarının mekanizma tasarımcısının inisiyatifine bırakılması, optimum dengeleme için bir engel teşkil etmektedir. Bu çalışmada; hedef fonksiyonu, sarsma kuvvetinin alt bileşenleri ile sarsma momentinden oluşturulmuştur. Bu değerler için kullanılan ağırlık çarpanları, her bir değerin bağıl önemi hesaplanarak belirlenmiştir. Dolayısıyla, eşit veya rastgele seçimden kaynaklı olumsuzluklar önlenmiştir.

## 2. MODEL MEKANİZMANIN ANALİZİ

Önceki optimum dengeleme çalışmalarında kullanılması sebebiyle, mevcut yöntem için model mekanizma olarak dört-çubuk mekanizması tercih edilmiştir. Mekanizmanın şematik sunumu Şekil 1'de verilmektedir.




Şekil 1. Dört-çubuk mekanizmasındaki kuvvetlerin şematik sunumu

Uzuvların kütle merkezlerine ait konum denklemeleri aşağıdaki verilmektedir.

$$\begin{bmatrix} x_{G2} \\ y_{G2} \end{bmatrix} = \overline{A_o G_2} \begin{bmatrix} \cos(\theta_2 + \lambda_2) \\ \sin(\theta_2 + \lambda_2) \end{bmatrix} \tag{1}$$

$$\begin{bmatrix} x_{G3} \\ y_{G3} \end{bmatrix} = L_2 \begin{bmatrix} \cos\theta_2 \\ \sin\theta_2 \end{bmatrix} + \overline{AG_3} \begin{bmatrix} \cos(\theta_3 + \lambda_3) \\ \sin(\theta_3 + \lambda_3) \end{bmatrix} \tag{2}$$

$$\begin{bmatrix} x_{G4} \\ y_{G4} \end{bmatrix} = L_1 \begin{bmatrix} \cos\theta_1 \\ \sin\theta_1 \end{bmatrix} + \overline{B_o G_4} \begin{bmatrix} \cos(\theta_4 + \lambda_4) \\ \sin(\theta_4 + \lambda_4) \end{bmatrix} \tag{3}$$

Burada, $L_i$ uzuv boylarını, $x_{Gi}$ ve $y_{Gi}$ ise sırasıyla ilgili kütle merkezinin x ve y eksenlerindeki konumudur. $\theta_3$ ve $\theta_4$ açıları,

iletim ve sarkaç-kol uzvunun açısal konumunu ifade etmektedir.

$$\theta_3 = 2\tan^{-1}\left[-\frac{B}{2A} \pm \frac{1}{2A}\left(B^2 - 4AC\right)^{1/2}\right] \tag{4}$$

$$\theta_4 = \cos^{-1}\left[\frac{L_2\cos\theta_2 + L_3\cos\theta_3 - L_1\cos\theta_1}{L_4}\right] \tag{5}$$

burada A, B ve C;

$$A = 2L_3L_1\cos\theta_1 - 2L_2L_3\cos\theta_2 + L_1^2 + L_2^2 + .... \\ ... + L_3^2 - L_4^2 - 2L_2L_1\cos\left(\theta_2 - \theta_1\right)$$

$$B = 4L_3\left(L_2\sin\theta_2 - L_1\sin\theta_1\right)$$

$$C = 2L_2L_3\cos\theta_2 - 2L_3L_1\cos\theta_1 + L_1^2 + L_2^2 + ... \\ ... + L_3^2 - L_4^2 - 2L_2L_1\cos\left(\theta_2 - \theta_1\right)$$

Kütle merkezlerinin hız ve ivme değerleri, konum denklemlerinin zamana göre türevi ile elde edilebilir. D'Alembert prensibi çerçevesinde mekanizmanın dengesi için gerek ve yeter şart, denklem (6)'da tanımlanmıştır. Hareketli uzuvlara ait yer vektörleri ise Şekil 1'den yararlanılarak denklem (7)'de tanımlanmıştır.

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_{21_y} & -r_{21_x} & -r_{22_y} & r_{22_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{32_y} & -r_{32_x} & -r_{33_y} & r_{33_x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & r_{43_y} & -r_{43_x} & -r_{44_y} & r_{44_x} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{21_x} \\ F_{21_y} \\ F_{32_x} \\ F_{32_y} \\ F_{43_x} \\ F_{43_y} \\ F_{14_x} \\ F_{14_y} \\ M_{21} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2\ddot{x}_{G2} \\ m_2\ddot{y}_{G2} + m_2g \\ I_{G2}\ddot{\theta}_2 \\ m_3\ddot{x}_{G3} \\ m_3\ddot{y}_{G3} + m_3g \\ I_{G3}\ddot{\theta}_3 \\ m_4\ddot{x}_{G4} \\ m_4\ddot{y}_{G4} + m_4g \\ I_{G4}\ddot{\theta}_4 \end{bmatrix} \tag{6}$$

$$\begin{bmatrix} r_{21_x} & r_{21_y} \\ r_{22_x} & r_{22_y} \\ r_{32_x} & r_{32_y} \\ r_{33_x} & r_{33_y} \\ r_{43_x} & r_{43_y} \\ r_{44_x} & r_{44_y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{A_oG_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \overline{AG_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \overline{AG_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \overline{BG_3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \overline{BG_4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \overline{B_oG_4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\cos\left(\theta_2 + \lambda_2\right) & -\sin\left(\theta_2 + \lambda_2\right) \\ \cos\left(\theta_2 - \beta_2\right) & \sin\left(\theta_2 - \beta_2\right) \\ -\cos\left(\theta_3 + \lambda_3\right) & -\sin\left(\theta_3 + \lambda_3\right) \\ \cos\left(\theta_3 - \beta_3\right) & \sin\left(\theta_3 - \beta_3\right) \\ \cos\left(\theta_4 - \beta_4\right) & \sin\left(\theta_4 - \beta_4\right) \\ -\cos\left(\theta_4 + \lambda_4\right) & -\sin\left(\theta_4 + \lambda_4\right) \end{bmatrix} \tag{7}$$

burada $\beta_2$, $\beta_3$ ve $\beta_4$açıları sırasıyla $G_2AA_o$, $G_3BA$ ve $G_4BB_o$ üçgenleri için tanımlanan dar açılardır. Bu açılar, geometriden yararlanılarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\beta_2 = a\cos\left(\frac{\overline{AG_2}^2 + L_2^2 - \overline{A_oG_2}^2}{2\overline{AG_2}L_2}\right)$$

$$\beta_3 = a\cos\left(\frac{\overline{BG_3}^2 + L_3^2 - \overline{AG_3}^2}{2\overline{BG_3}L_3}\right)$$

$$\beta_4 = a\cos\left(\frac{\overline{BG_4}^2 + L_4^2 - \overline{B_oG_4}^2}{2\overline{BG_4}L_4}\right)$$

Sarsma kuvveti ve momenti, mekanizmanın ana yataklarına etki eden kuvvetlerden kaynaklanır. Bu kuvvetlerin esasını ise, sistemdeki atalet kuvveti ve momentleri oluşturur. Bu çalışmada, ana yataklardaki mevcut kuvvet ve momentlerin azaltılması esasına göre tasarım gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla, sarsma kuvveti ve momentinin ifadesi aşağıda tanımlanmıştır.

$$\sum \mathbf{F_{sh_x}} = \mathbf{F_{41_x}} + \mathbf{F_{21_x}} \tag{8}$$

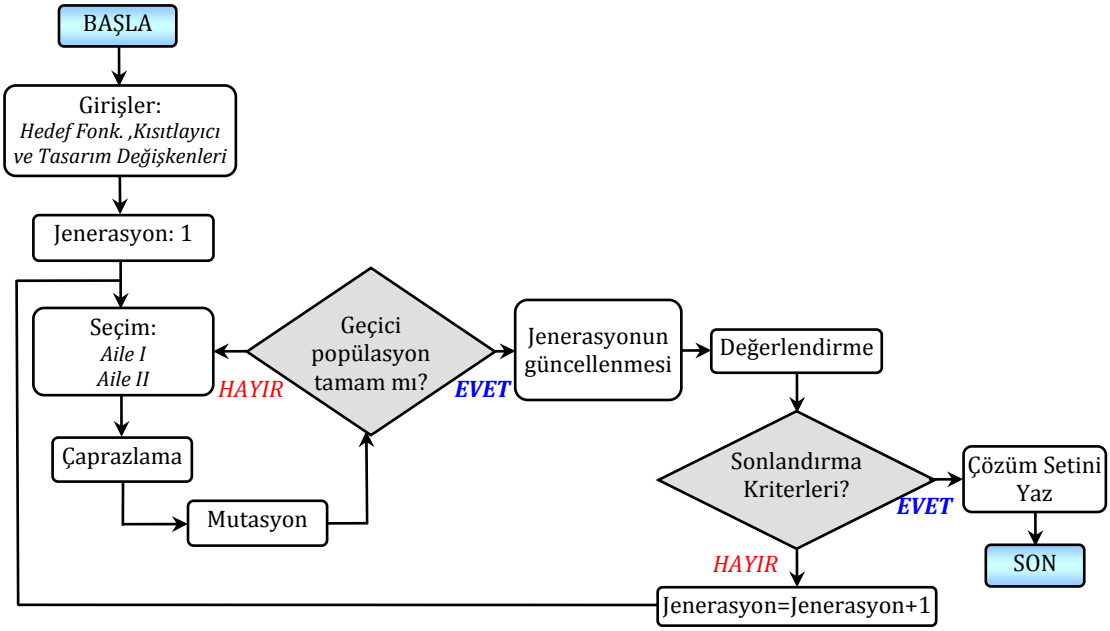
$$\sum \mathbf{F_{sh_y}} = \mathbf{F_{41_y}} + \mathbf{F_{21_y}} \tag{9}$$

$$\mathbf{M_{sh}} = L_1 \sin\theta_1 \mathbf{j} \otimes \mathbf{F_{41_x}} \mathbf{i} + L_1 \cos\theta_1 \mathbf{i} \otimes \mathbf{F_{41_y}} \mathbf{j} \quad (10)$$

burada $\mathbf{F_{21}}$ ve $\mathbf{F_{41}}$; giriş uzvu olan kol uzvu ve çıkış uzvu olan sarkaç-kol uzvunun ana yataklarındaki kuvvet bileşkeleridir.

## 3. OPTİMİZASYON

Optimizasyon sürecinde, Genetik Algoritma tekniğinden yararlanılmıştır. Gerekli yazılım, MATLAB-Optimization Toolbox üzerinde gerçekleştirilmiştir. Genetik algoritma yapısında gelecek nesillerin seçimi için seçim fonksiyonu olarak olasılıklı üniform tercih edilmiş, çaprazlama oranı ise 0.8 olarak ayarlanmıştır. Çözüm; PIV 3.2MHz hızına sahip işlemci ve 1024Mb Ram ile konfigüre edilmiş bilgisayarda gerçekleştirilmiştir. Genetik algoritma ile optimizasyon akış şeması Şekil 2'de verilmiştir.




Şekil 2. Genetik Algoritmanın akış şeması

Sarsma kuvvetinin alt bileşenleri ve sarsma momenti dikkate alındığı hedef fonksiyonu aşağıda ifade edilmiştir.

Minimize

$$F(\mathbf{X}) = \sum_{n=1}^{s} \left[ W_1 \left( F_{21x_n} \right) + W_2 \left( F_{21y_n} \right) + \ldots \right. \quad (11)$$
$$\left. \ldots + W_3 \left( F_{41x_n} \right) + W_4 \left( F_{41y_n} \right) + W_5 \left( M_{sh_n} \right) \right]$$

Bağlı öz.

$$g_k(\mathbf{X}) \le 0$$
$$x_r^{min} \le x_r \le x_r^{max}$$
$$x_r \in \mathbf{X}$$

burada $W_h$; ağırlık çarpanları, $s$; kol uzvunun tam dönmesi esnasında dikkate alınan nokta sayısıdır. $g_k$; mekanizmanın çalışma şartlarından yansıyan kısıtlayıcılardır. Bu kısıtlayıcılar, mevcut çözüm zamanının uzamasına ve çözümün daha karışık bir hale dönüşmesine sebep olur. Fakat bu kısıtlayıcılar, optimizasyon sonucunda fonksiyonel bir mekanizmanın elde edilmesi amacıyla çözümün yönlendirilmesine rehberlik etmektedir. $\boldsymbol{X}$; tasarım değişkenlerini ($x_r$) kapsayan bir vektördür. Bu vektör;

$$\mathbf{X} = \left[ L_i \quad \lambda_i \quad m_i \quad I_{G_i} \quad r_{21} \quad r_{32} \quad r_{44} \right]^T \quad (12)$$

olarak verilebilir. $x^{min}$ ve $x^{max}$; tasarım değişkenlerinin alt ve üst limitlerini ifade etmektedir. Mekanizmanın çalışacağı bölgenin geometrik durumu, bu limit değerlerin belirlenmesinde etkendir. Literatürdeki çalışmalarda, ağırlık faktörlerinin değeri, tasarımcının inisiyatifine bırakılmış ve genelde bu değerler birbirine eşit seçilmiştir. Fakat sarsma kuvveti ve momentinin alt bileşenlerinin bir periyot boyunca toplam değerleri farklılık göstermektedir. Dolayısıyla bu bileşenlerin,

toplam değer içerisindeki ağırlığı da farklı olmalıdır. Mevcut mekanizma için bu oranlar belirlenmiş ve ağırlık faktörleri $W_1$, $W_2$, $W_3$, $W_4$ ve $W_5$ için sırasıyla 0.40, 0.24, 0.16, 0.1 ve 0.1 olarak ayarlanmıştır.

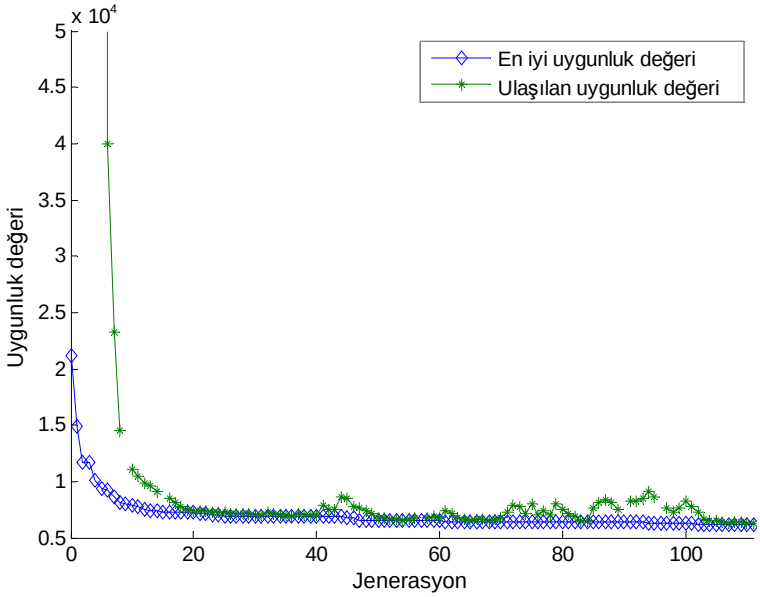
## 4. SONUÇ ve TARTIŞMA

Bu çalışmada, 300 devir/dakika ile dönen bir mekanizmanın ana yataklarında oluşan sarsma kuvveti ve momentinin azaltılmasına yönelik olarak mekanizmanı optimum dengelenmesi irdelenmiştir. Sarsma kuvvetinin ve momentinin aynı denklemde dikkate alınması ile hedef fonksiyonu tanımlanmış, tasarım değişkenleri ise mekanizmanın geometrik ve malzeme özelliklerinden oluşturulmuştur.

Mevcut problem, bir optimizasyon problemine dönüştürülmüş ve optimizasyon probleminin çözümü için global optimizasyon metodu olan Genetik Algoritma tekniğinden yararlanılmıştır. Literatürde dikkate alınan ağırlık çarpanlarının ve hedef fonksiyonu içersindeki alt kuvvet ve moment bileşenlerinin büyüklüklerine göre belirlenen ağırlık çarpanlarının dikkate alındığı iki çalışma, aynı model mekanizma üzerinde gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon neticesinde elde edilen sonuçlar Tablo 1'de sunulmuştur. GA'nın her bir jenerasyon için yakınsama tarihçesi, I. durum için Şekil 3'de sunulmuştur. 111 iterasyon sonunda istenilen kriterlere ulaşılması neticesinde optimizasyon sonlanmıştır.

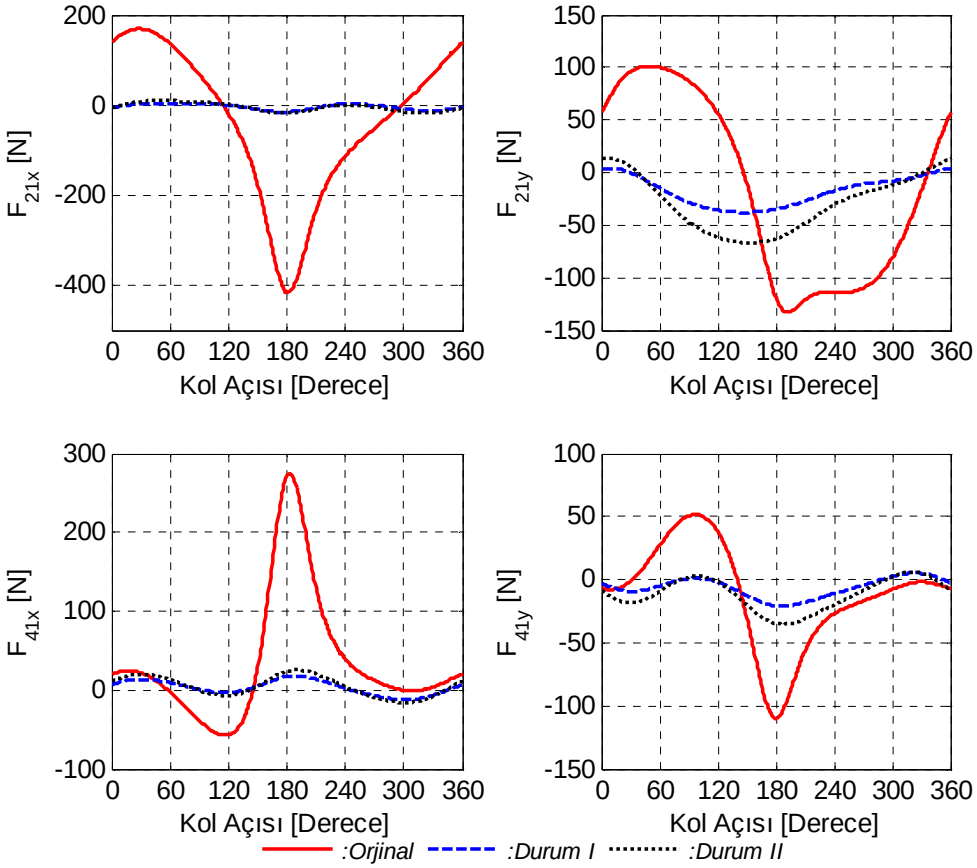
Tablo 1. Dört-çubuk mekanizmasının orijinal ve optimize edilen değerleri (***Durum I:*** $W_1=0.40$, $W_2=0.24$, $W_3=0.16$, $W_4=0.1$, $W_5=0.1$, ***Durum II:*** $W_1=0.2$, $W_2=0.2$, $W_3=0.2$, $W_4=0.2$, $W_5=0.2$)

| **Parametre** | **Tanım** | **Orjinal Değer** | **Optimize edilmiş değer** | |
|---|---|---|---|---|
| | | | **Durum I** | **Durum II** |
| $L_1$ (mm) | Sabit uzuv boyu | 600 | 570 | 570.2 |
| $L_2$ (mm) | Kol uzvu boyu | 100 | 95 | 95 |
| $r_{21}$ (mm) | Kol uzvu yer vektörü | 50 | 66.7 | 72.54 |
| $m_2$ (kg) | Kol uzvu kütlesi | 0.360 | 2.027 | 1.755 |
| $I_{G2}$ (kgm$^2$) | Kol uzvu kütle atalet momenti | $4.13\ 10^{-4}$ | $42.30\ 10^{-4}$ | $48.93\ 10^{-4}$ |
| $\lambda_2$ (Radyan) | Kol uzvu yapısal açı | 0 | 3.0332 | 3.032 |
| $L_3$ (mm) | İletim uzvu boyu | 400 | 420 | 420 |
| $r_{32}$ (mm) | İletim uzvu yer vektörü | 200 | 77.5 | 87.98 |
| $m_3$ (kg) | İletim uzvu kütlesi | 1.296 | 1.264 | 1.23 |
| $I_{G3}$ (kgm$^2$) | İletim uzvu kütle atalet momenti | $1.87\ 10^{-2}$ | $4.87\ 10^{-2}$ | $4.43\ 10^{-2}$ |
| $\lambda_3$ (Radyan) | İletim uzvu yapısal açı | 0 | 0.1275 | 0.1619 |
| $L_4$ (mm) | Sarkaç kol uzvu boyu | 320 | 329.8 | 330 |
| $r_{44}$ (mm) | Sarkaç kol uzvu yer vektörü | 160 | 100.4 | 97 |
| $m_4$ (kg) | Sarkaç kol uzvu kütlesi | 1.046 | 0.866 | 1.22 |
| $I_{G4}$ (kgm$^2$) | Sarkaç kol uzvu kütle atalet momenti | $9.85\ 10^{-3}$ | $14.30\ 10^{-3}$ | $15\ 10^{-3}$ |
| $\lambda_4$ (Radyan) | Sarkaç kol uzvu yapısal açı | 0 | 0.0002 | 0.0023 |




Şekil 3. Genetik algoritmanın yakınsaması

Mekanizmanın ana yataklarındaki kuvvet bileşenlerinin orijinal mekanizma ve optimize edilen mekanizmalar için değerleri, Şekil 4'de sunulmuştur. Optimizasyon neticesinde her iki durum için azalmalar net olarak gözlemlenebilir. I. durum için azalmaların daha fazla olduğu açıktır.

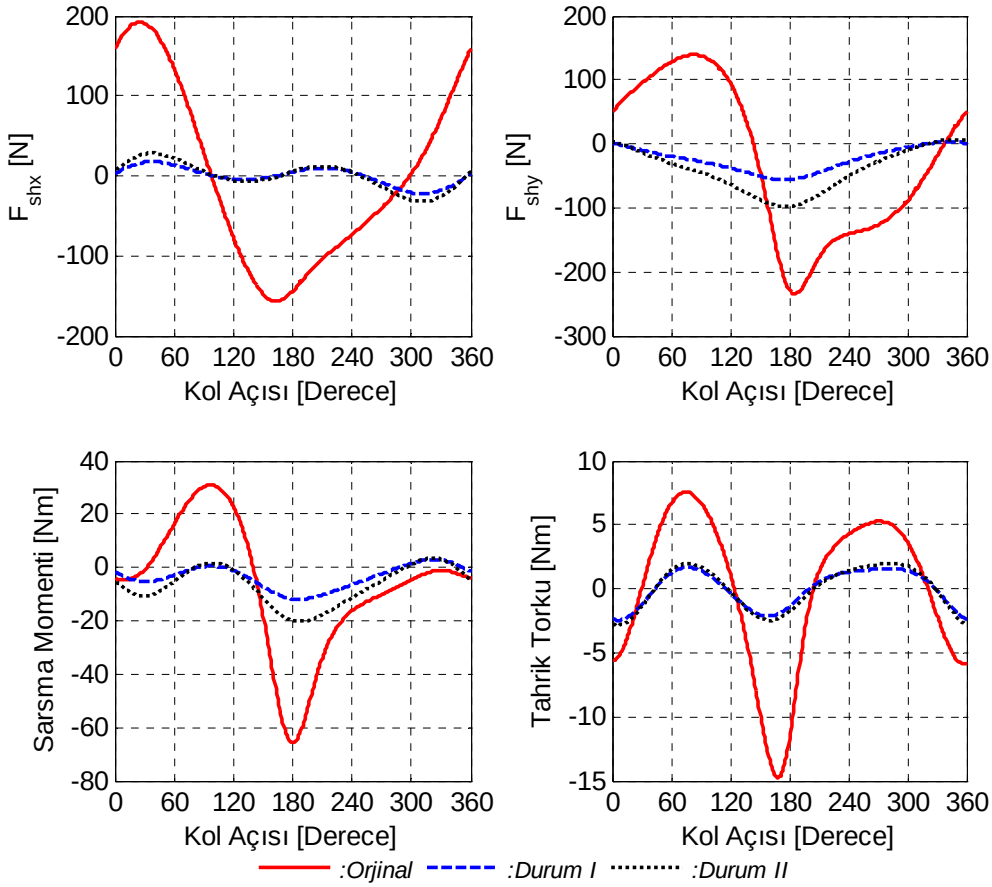



Şekil 4. Orijinal ve optimize edilen mekanizmaların yatak kuvvetleri değişimleri

Sarsma kuvvetinin x ve y eksenlerindeki bileşenleri ve sarsma momenti ile tahrik momentinin değişimleri ise Şekil 5'de sunulmuştur.

Optimizasyon neticesinde malzeme ve geometrik boyutları ayarlanan mekanizmalardaki azalma oranları oldukça iyi seviyededir. Ayrıca, hedef fonksiyonu içerisindeki kuvvet alt bileşenleri ve momentin toplam değerinin esas alınması neticesinde tanımlanan ağırlık çarpanları, optimum değerlerin elde edilmesinde daha iyi sonuç vermiştir (Durum I).

Şekil 4 ve 5'den açıkça gözlemlenen bu durum, mevcut azalmaların oransal olarak ifade edildiği Tablo 2'de de gözlemlenebilir.




Şekil 5. Orijinal ve optimize edilen mekanizmaların sarsma kuvveti ve momenti, giriş torku değişimleri

Tablo 2. Kuvvet ve moment değerlerindeki azalma oranları

| | ***Azalma Oranı (%)*** | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $F_{21x}$ | $F_{21y}$ | $F_{41x}$ | $F_{41y}$ | $F_{shx}$ | $F_{shy}$ | $M_{sh}$ | $M_{21}$ |
| ***Durum I*** | 95.52 | 77.18 | 84.69 | 74.95 | 90.96 | 77.54 | 76.21 | 73.46 |
| ***Durum II*** | 93.50 | 59.10 | 78.28 | 56.58 | 86.30 | 61.54 | 58.73 | 70.49 |

## 5. KAYNAKLAR


1. Feng, G., "Complete shaking force and shaking moment balancing of 17 types of eight-bar linkages only with revolute pairs", Mechanism and Machine Theory, 26(2), s.197-206, 1991.
2. Li, Z., "Sensitivity and robustness of mechanism balancing", Mechanism and Machine Theory, 33(7), s.1045-1054, 1998.
3. Guo G., Morita, N., Torii, T., "Optimum dynamic design of planar linkage using genetic algorithms", JSME Int. J.-Series C, 43(2), s.372-377, 2000.
4. Chaudhary H., Saha, S.K., "Balancing of four-bar linkages using maximum recursive dynamic algorithm", Mechanism and Machine Theory, 42, s.216-232, 2007.
5. Chaudhary H., Saha, S.K., "Balancing of shaking forces and shaking moments for planar mechanisms using the equimomental systems, Mechanism and Machine Theory, 43, s.310-334, 2008.
6. Erkaya S., Uzmay, İ., Investigation on effect of joint clearance on dynamics of four-bar mechanism, Nonlinear Dynamics, 58, s.179–198, 2009.
7. Ilia D., Sinatra, R., "A novel formulation of the dynamic balancing of five-bar linkages with applications to link optimization, Multiody System Dynamics, 21, s.193–211, 2009.
8. Park J.G., Jeong, W.B., Seo Y.S., Yoo, W.S., "Optimization of crank angles to reduce excitation forces and moments in engines", Journal of Mechanical Science and Technology, 21(2), s.272-281, 2007.

# TİTREŞİM VE GÜRÜLTÜ ANALİZİ İLE FAN HATALARININ İNCELENMESİ

Şaban ULUS ve Selçuk ERKAYA

Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, 38039 Melikgazi, Kayseri

sabanulus@erciyes.edu.tr, serkaya@erciyes.edu.tr

## ÖZET

Soğutma fanları, çoğunlukla sistemlerdeki kritik elektronik parçaların termal problemlerini çözmek amacıyla kullanılmaktadır. Bu nedenle, periyodik olarak fanların izlenmesi, muhtemel hataların analizi ve yerlerini belirlenmesi açısından önemlidir. Döner hareketli sistemlerdeki hataların teşhis tekniklerindeki teknolojik ilerleme, son yıllarda önemli derecede artmıştır. Bu çalışmanın temel amacı, titreşim ve gürültü ölçüm tekniklerini kullanarak döner hareketli sistemlerin muhtemel hatalarını incelenmesidir. Bu amaçla bir soğutma fanı deneysel ölçümler için kullanılmıştır. Bazı hata türleri yapay olarak oluşturulmuş ve sistemin bu hatalara karşı sergilediği cevaplar ölçülmüştür. Deneysel sonuçlar, bazı hata türlerinin belirlenmesinde titreşimin, bazılarında ise gürültü ölçümünün daha etkin olduğunu ortaya koymuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Hata teşhisi, Titreşim ve gürültü ölçümleri, Soğutma fanı, Hata durumu izleme.

## INVESTIGATION OF FAN FAULT PROBLEMS USING VIBRATION AND NOISE ANALYSIS

## ABSTRACT

Cooling fans are used to solve the thermal problems of most critical electronic parts in systems. Therefore, it is very important to monitor the fans' condition periodically dealing with the detection, location and analysis of the possible faults. The fault diagnosis of rotating systems is increasingly paying attention. The main purpose of this study is to investigate the possible faults in a rotating system using vibration and noise measurements. A simple cooling fan is used for implementing the experimental measurement. Some artificial faults are performed for measuring the system responses. The empirical results show that some faults can be clearly determined by using vibration measurements and the other faults can be clearly determined by using noise measurements.

**Keywords:** Fault detection, Vibration and noise measurement, Cooling fan, Condition monitoring

## 1. GİRİŞ

Günümüz endüstrisinde, tüketim ihtiyaçlarının karşılanması, üretimin devamlılığı ve güvenliğin ön planda olması çok büyük önem arz etmektedir. Sürekli Hata Durumu İzleme yöntemi ile zaman kaybının ve üretimin duraklamasının yanı sıra ürünlerin toplam maliyetlerinin artmasının da önüne geçilebilir. Bu sistemlerin başlangıç maliyetleri ve yatırımlarının yüksek olmasına rağmen, bu makine ve elemanların sağlığını değerlendirmek ve sürekli hata durumu izleme (FCM) tekniklerine duyulan ihtiyaç, endüstride günden güne artmaktadır.

Tian ve arkadaşları [1], fan hatalarını bulmak için yaklaşık bir metot ortaya koymuştur. Farklı çalışma şartları için, fandan gelen titreşim sinyalleri yaklaşık teori kullanılarak analiz edilmiştir. Elde edilen bulgular, yaklaşık teorinin normal şartlardaki durumla hatalı durum karşılaştırıldığında fanın durumunu belirlemek için yeterli olduğunu

göstermiştir. Miao ve arkadaşları [2] bilgisayar fan sistemlerinde dalga formu dönüşümü ve Hilbert dönüşümünü kullanarak fan rulmanlarındaki hataların algılanmasında titreşim metodunu önermişlerdir. Deneysel bir çalışma, farklı fan rulman hatalarını tanımlayabilmek için uygulanmıştır. Elmaleeh ve arkadaşları [3], fabrika güvenliğini geliştirmek ve arızadan dolayı oluşan zaman kayıplarını azaltmak için birkaç kestirimci bakım tekniğini uygulamıştır. Akustik emisyon (AE) tekniğinin etkinliği, döner hareketli makinalarda başlangıç hataları için araştırılmıştır. Makinadaki belirli hatalardan alınan sinyaller, zaman ve frekans alanı analizleri ile tanımlanmaya çalışılmıştır. Velarde-Suarez ve arkadaşları [4], bir santrifüj fanda geriye eğik kanatlarla, aerodinamik ses tonuna ait gürültü ölçümleri hakkına deneysel bir çalışma yapmışlardır. Akustik ve basınç dalgalanması ölçümleri farklı akış oranları için uygulanmıştır. Aerodinamik ses tonuna ait gürültünün bazı özelliklerini açıklamak için, hem basınç hem de titreşim sinyalleri analiz edilmiştir ve metotlar arasındaki bağıntılar analiz edilerek tartışılmıştır. Aynı grubun bir başka çalışması da, [5] otomotivde hava iklimlendirme ünitelerinde kullanılan kafes sargılı bir fanın aeroakustik davranışında bazı geometrik özelliklerinin etkisini araştırmak olmuştur. Araştırmacılar, fan tarafından üretilen gürültüde kıvrımın pozisyonu ve şeklinin etkisi üzerinde yoğunlaşmışlardır. Fanın akustik davranışı fanın girişindeki akustik basınç ölçümleri ile karakterize edilmiştir. Frekans analizi sonuçları fanın karakteristiklerini tanımlamak için kullanılmıştır. Wu ve arkadaşları [6], eksenel akışlı fanların gürültü spektrumunu tahmin edebilmek için bir formül sunmuştur. Akustik basınç ve çizgi spektrumu Fourier serisi açılımı ile elde edilmiştir. Lin ve arkadaşları [7] Hilbert-Huang dönüşümüne dayalı bir AE tekniğini kullanarak muhtemel hataları görüntülemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Zaman frekans analizi kullanılarak rüzgâr türbini rulmanlarının özellikleri ortaya konulmuştur. Rüzgar türbinin rulmanlarındaki AE frekans ve enerji özellikleri açısından tanımlanmıştır. Tian [8], soğutma fanının büyük hasar mekanizmalarına ve hasar modlarına dayalı bir çalışma yapmışlardır. Hızlandırılmış bir çalışma ömrü test metodu uygulanmıştır. Elemanların güvenilirlik analizi ve hasar kriterleri analiz edilmiş ve çalışma ömrü testi için yüksek sıcaklık testi, hata görüntüleme, gürültü kontrolü, hasar modu analizi ve Weibull dağılımı kullanılarak hızlandırılmıştır. Yin ve arkadaşları [9] bir fan sisteminin hata durumunu görüntülemek için sanal prototip teknolojisini önermişlerdir. Fan sisteminin üç boyutlu modeli inşa edilmiş ve farklı çalışma şartlarında sistemi simüle etmek için ADAMS programına aktarılmıştır. Ölçülmüş ve sanal sinyal verileri elde edilmiş ve gerçek fan durumunu belirleyebilmek için karşılaştırılmıştır. Üç adet ivmemetre gerçek titreşim sinyal verisini elde etmek için kullanılmıştır. Model tanımlama için, çapraz bağıntı fonksiyonu, en çok benzerlik gösteren simülasyon durumunu bulmak için seçilmiştir.

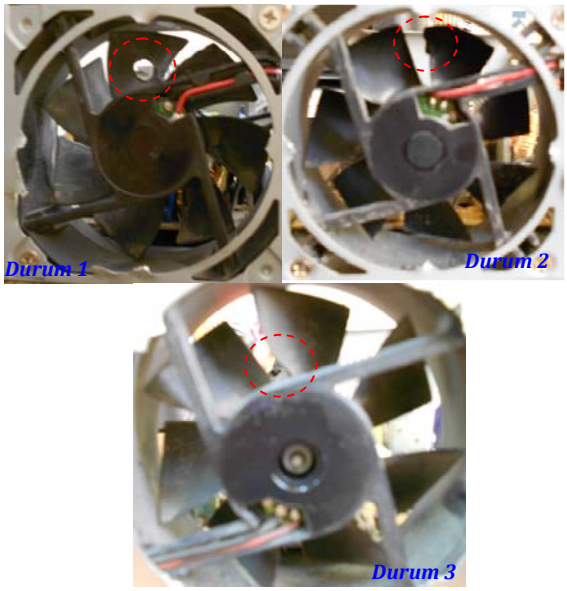
Bu çalışmanın ana amacı, titreşim tekniği ile kıyaslandığında AE tekniğinin etkinliğini göstermek ve özellikle kırık fan kanatları, deforme edilmiş fan kanadı, rulman hataları ve fan kanadı dip tarafının çatlak oluşu gibi farklı fan hatalarını göstermek şeklinde belirtilebilir. Sistemden elde edilen akustik veriler ile sistemde oluşabilecek olası hataların bulunması amaçlanmıştır. İlave olarak, akustik ve titreşim verileri birlikte analiz edilmiş ve bu karakteristik özellikler eş zamanlı elde edilerek birbirleriyle karşılaştırması yapılmıştır.

## 2. DENEYSEL SİSTEM

Bu çalışmada, deneysel ölçümler için bilgisayar güç ünitesi içerisindeki basit bir soğutma fanı kullanılmıştır. Kullanılan fanda 7 adet kanat mevcuttur. Kanat üzerinde delik, deforme edilmiş fan kanadı, rulman hataları gibi farklı yapay fan hataları oluşturulmuştur (Şekil 1). Mevcut hatalara sistemin vereceği cevap, titreşim ve akustik ölçümler ile elde edilmiştir. Yapay fan hatalarının sınıflandırılması Tablo 1'de verilmektedir.

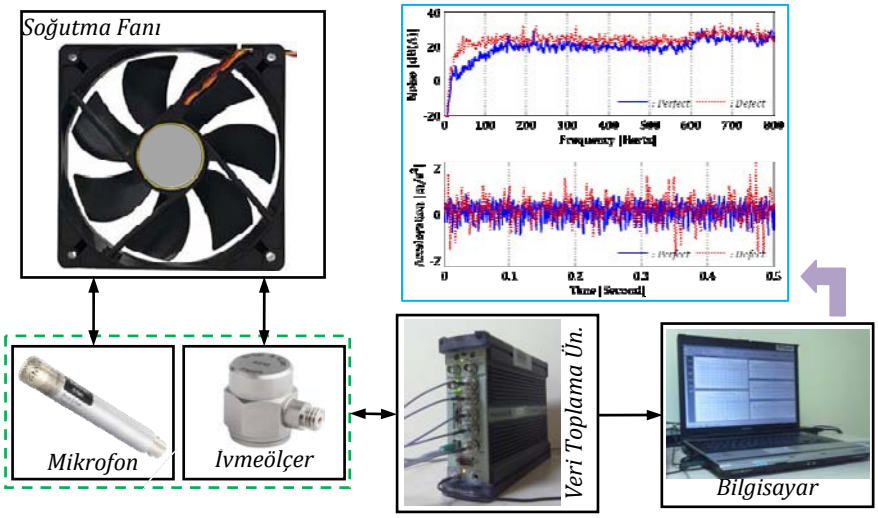
Tablo 1. Yapay Fan Hatalarının Sınıflandırılması

| **Tanım** | **Tasvir** |
|---|---|
| Durum 1 | 4 mm çapında delik |
| Durum 2 | Kanat şekil bozukluğu |
| Durum 3 | Kanat Hatası (rulman kenarında) |
| Durum 4 | Rulman hatası (yağlama problemi) |




Şekil 1. Yapay Fan Hataları

Deneysel sistemdeki akustik ve titreşim sinyallerini ölçmek için, Bruel-Kjaer (B&K) taşınabilir, çok kanallı pulse 3560-B-X05 analizörü kullanılmıştır [10]. Titreşim ve gürültü sinyalleri B&K cihazı vasıtasıyla eş zamanlı olarak veri toplama birimine aktarılmıştır. Mevcut analiz programı, deneysel sistemden elde edilen verileri zaman ve frekans tabanında sunmaktadır. Frekans tabanındaki analiz için, sabit bant genişliğine sahip Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) kullanılmıştır. Akustik sinyalleri ölçmek için, ön yükselticili bir akustik sensör (4189-A-021- ½-inch 2671 tipinde mikrofon) kullanılmıştır. Titreşim verilerini ölçmek için ise bir adet ivmemetre (4514B-IEPE) kullanılmıştır. Titreşim ve akustik ölçümler için blok diyagramı ise Şekil 2'de sunulmaktadır.



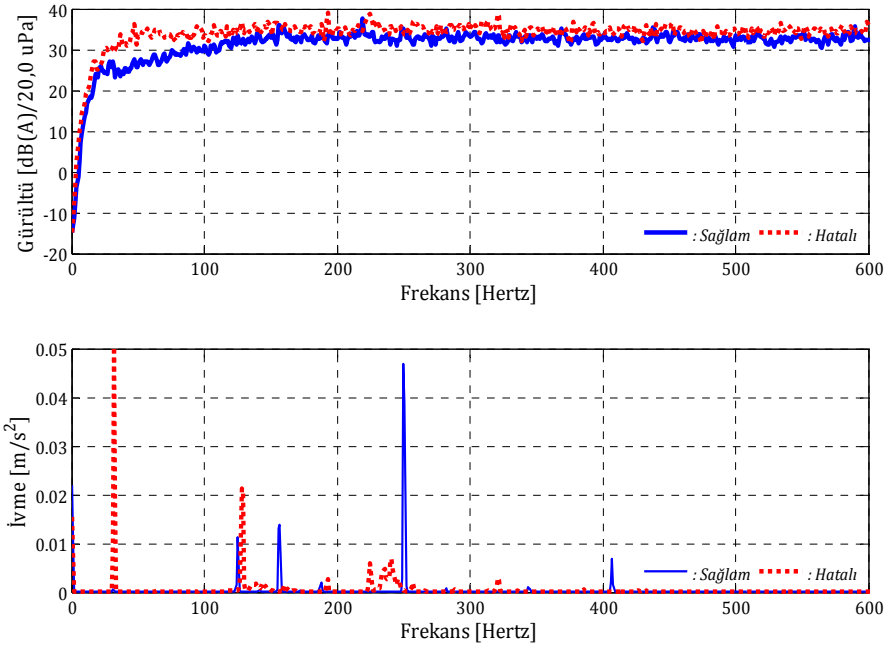

Şekil 2. Deneysel ölçüm sisteminin blok diyagramı

## 3. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

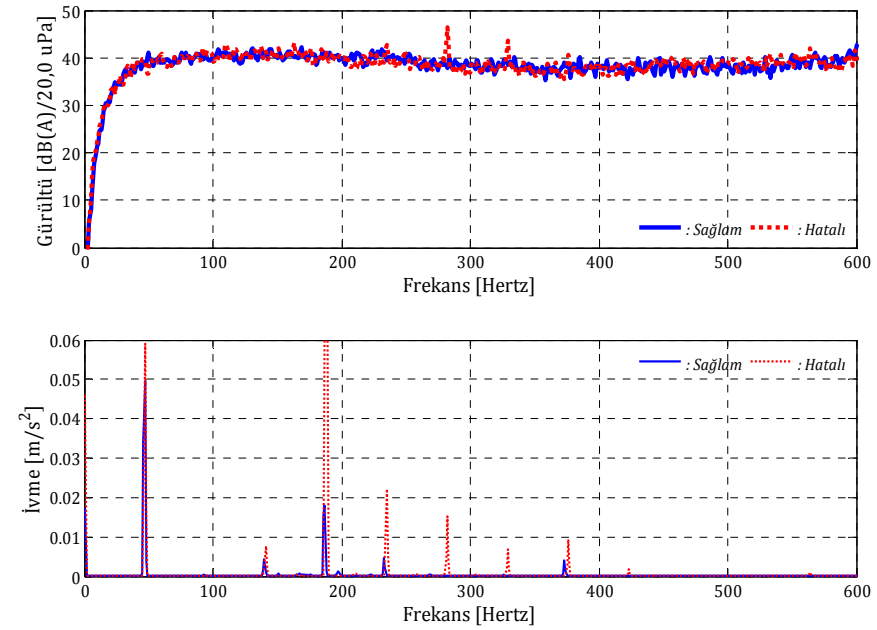
Bu çalışmada titreşim ve akustik ölçümler ile mekanik sistemlerdeki hataların belirlenmesi, hangi tür hatalarda bu ölçümlerin daha öncelikli olarak dikkate alınması gerektiği konusu irdelenmiştir. Deneysel olarak gerçekleştirilen bu çalışmada, farklı yapay hataların oluşturulduğu soğutma fanı dikkate alınmıştır. 7 kanatlı olan fan üzerinde dört farklı hata oluşturulmuş ve ölçümler eş zamanlı gerçekleştirilmiştir. Ölçüm esnasında akustik ve titreşim sensörlerinin konumları sabitlenmiş ve aynı noktadan hem hatasız hem de hatalı fanlara ait ölçümler alınmıştır. Harici kaynaklardan gelen ses ve titreşimlerin, sistem üzerine etki etmemesi için bölgesel yalıtım uygulanmıştır. Kanat kısmında 4 mm çapında oluşturulan yapay bir hata durumunda sistemden elde edilen gürültü ve titreşim değerleri Şekil 3'de verilmiştir.

Herhangi bir hatanın olmadığı fan üzerinde alınan titreşim ve gürültü değerlerine ait genlikler, hatalı durumdaki genliklere göre daha düşüktür. Bu beklenen bir sonuçtur. Mevcut hata karakteristiğinde hem titreşim hem de gürültü değerlerinde bariz artışlar görülmektedir. Hesaplanan istatistiki parametreler olan kurtosis, rms, crest faktörü değerleri de hata durumları hakkında bilgi vermektedir. Alınan sonuçlara göre titreşim için kurtosis değeri 611, rms değeri 0,0018 dir. Bununla beraber gürültünün rms değeri çok küçüktür. Crest faktörü ise gürültü değerlerinde 41 iken titreşime ait değer 30

olarak bulunmuştur. Gürültü değerlerinde oluşan piklerin rms değerine göre yüksek olması bu faktörün titreşimden daha yüksek olması sonucunu doğurmuştur. Kanatta oluşturulan delik hatasının titreşimde yüksek değerler aldığı kurtosis değerinin büyüklüğü ile görülmektedir. Kanat uç kısmında şekil bozukluğu hatası için elde edilen deneysel ölçümler ise Şekil 4'de sunulmuştur.




Şekil 3. 4 mm'lik kanat deliği için titreşim ve gürültü değerleri

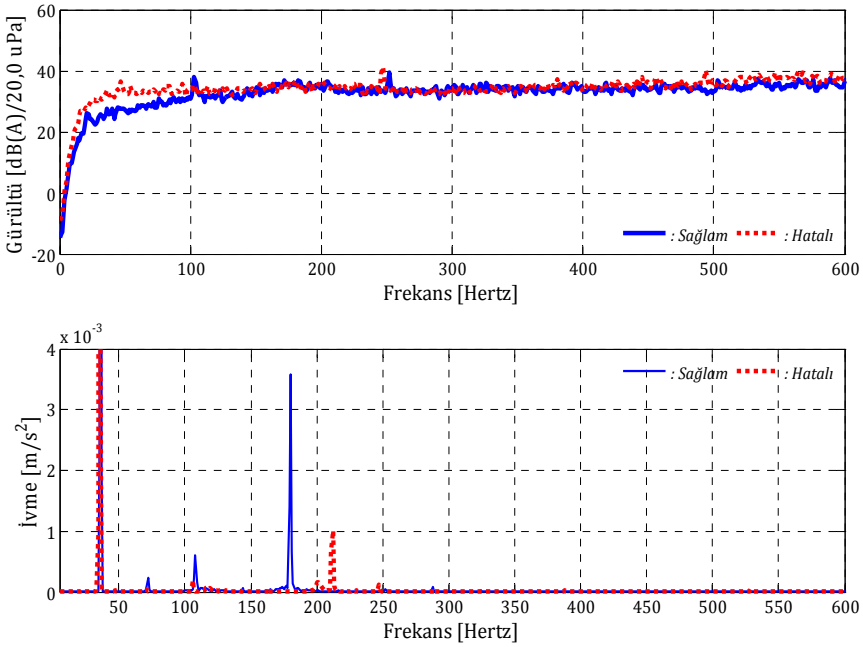



Şekil 4. Kanat şekil bozukluğu (erime) için titreşim ve gürültü değerleri

Kanat uç kısmında meydana gelen şekil bozukluğu için titreşim ve gürültü değerlerinden de görüleceği üzere, titreşim Hz civarındaki değer, çalışma devrinin harmoniklerine karşılık gelmektedir. Her kanat geçişi sırasında ivme değerlerinde pikler değerlerinde açık bir fark vardır. Buna karşılık gürültü değerlerinde ise iki noktada gözlenebilen pik mevcuttur. Bu piklerden 290 gözlenmiştir ve fan kanat sayısı her devirde bu pikleri oluşturmuştur. Hatalı kanat pik seviyesini arttırmıştır. Ayrıca titreşime ait

kurtosis değerini 1090 seviyesine çıkardığı ve büyük bir hata oluşturduğu gözlenmiştir. Crest faktörü, gürültü için 59 iken titreşim için 36 hesaplanmıştır. Gürültü sinyalinde, sistemde oluşan maksimum genliğin rms değerine oranı, bu sonucun normal olduğunu göstermektedir. Kanat dip tarafında meydana gelen şekil bozukluğuna bağlı titreşim ve gürültü değerlerinin seviyesi ise Şekil 5'de verilmiştir.

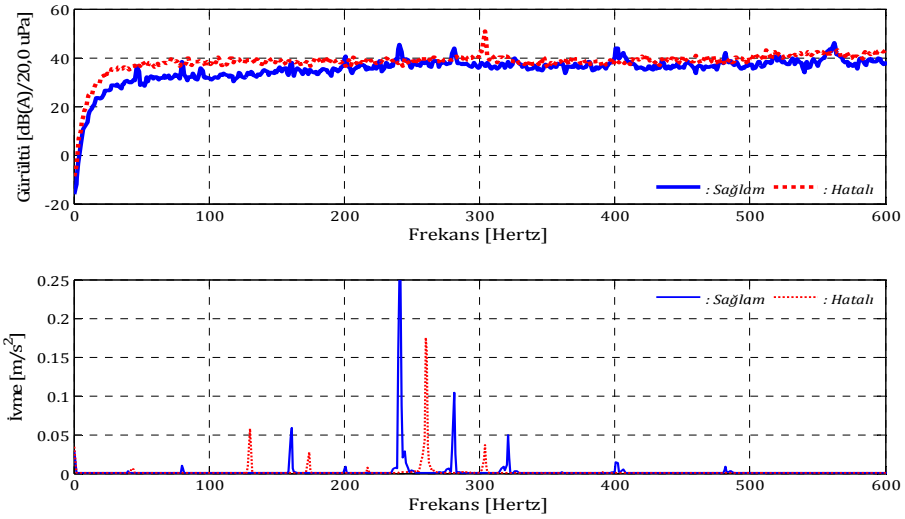
Kanat dip noktasındaki şekil bozukluğu durumunda elde edilen gürültü değerleri, özellikle düşük frekanslarda oldukça yüksek değerlerdedir. Buna karşılık titreşim değerleri ise, hatasız fandan ölçülen değerleri ile yaklaşık aynı genliğe sahiptirler. Kurtosis değeri ivme için 548 ve crest faktörü ise 16 olarak bulunmuştur. Gürültüye ait crest faktörü 44 olarak elde edilmiş ve ivme değerinden daha yüksektir. Gürültü değerinde sistemde oluşan maksimum hatanın yüksek ve rms değerinin ise düşük olması bu sonucu ortaya çıkarmıştır.




Şekil 5. Kanat şekil bozukluğu (dip nokta hatası) için titreşim ve gürültü değerleri

Son olarak, yatak problemi olan fanda, hatasız ve hatalı durumlar için ölçülen titreşim ve gürültü değerleri Şekil 6'da verilmiştir.

Yatağında yağlama şartlarının bozulması durumu için sistemden elde edilen titreşim ve gürültü değerleri incelendiğinde, titreşim değerlerinin hatalı fan için küçük miktarda genliklerinde azalma olmuştur. Bunun yanı sıra gürültü değerlerinde bariz farkların olduğu, özellikle düşük devirlerde bu farkın belirgin olduğu görülmektedir. 300 ve 600 Hz' de gözlenen gürültü pikleri, çalışma devrinin harmoniklerine karşılık gelmektedir. Elde edilen kurtosis değeri titreşimin ivmesi için 511 iken gürültü için daha yüksek değerdedir. Bu problemin gürültü ile daha net görülebildiği bu değer ile anlaşılabilmektedir. Yine crest faktörü, gürültü için 69 gibi yüksek değerde elde edilmiştir. Yatak probleminin analiz edilmesinde gürültü değerlerinin, hasarı daha net ortaya koyduğu görülmektedir.




Şekil 6. Yatak problemi durumunda ölçülen titreşim ve gürültü değerleri

Genel olarak dört farklı yapay hata türlerinden elde edilen ölçümler incelendiğinde, titreşim ve gürültünün bazı hata türlerindeki sistem cevabının incelenmesi ile hata türünün belirlenmesinde önemli bir etkisinin olduğu anlaşılmaktadır. Rms, kurtosis ve crest faktörlerinin hasarın belirlenmesinde önemli olduğu görülmektedir. Akustik emisyon tekniği ile hata analizi, bazı hata türelerinin tespitine yönelik olarak titreşim ölçümlerinden daha etkin olduğunu göstermektedir.

## 4. TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından desteklenmiştir (FBA-12-4111).

## 5. REFERANSLAR

1. Tian J., Gu J.J., Peng X.Z., Qin Z.M., " A Fault Diagnosis Method Based on Wavelet Approximate Entropy For Fan", Proceedings of the Sixth International Conference on Machine Learning and Cybernetics, Hong Kong, 19-22 August 2007.
2. Miao Q., Azarian M., Pecht M, "Cooling Fan Bearing Fault Identification Using Vibration Measurement", 978-1-4244-9827-7/11 ©2011 IEEE.
3. Elmaleeh M.A.A, Bin Saad M., "A Study of Acoustic Emission Technique on Incipient Detection of Rotating Machine Faults", 2008 10th Intl. Conf. on Control, Automation, Robotics and Vision Hanoi, Vietnam, 17–20 December 2008.
4. Velarde-Suarez S., Ballesteros-Tajadura R., Hurtado-Cruz J.P., Santolarrio-Morros C., "Experimental determination of the tonal noise sources in a centrifugal fan", Journal of Sound and Vibration 295 (2006) 781–796.
5. Velarde-Suarez S., Ballesteros-Tajadura R., Santolarrio-Morros C., Pererias-Garcia B., "Reduction of the aerodynamic tonal noise of a forward-curved centrifugal fan by modification of the volute tongue geometry", Applied Acoustics 69 (2008) 225–232.
6. Wu S.F., Su S.G., Shah H.S, "Modelling of the noise spectra of axial flow fans in a free field", Journal of Sound and Vibration (1997)200(4), 379-399.
7. Lin L., Lu W., Chu F., "Application of AE techniques for the detection of wind turbine using Hilbert-Huang transform", 2010 Prognostics& SystemHealthManagement Conference (PHM2010 Macau), IEEE.
8. Tian X., "Cooling Fan Reliability: Failure Criteria, Accelerated Life Testing, Modeling and Qualification", 1- 4244-0008-2/06 ©2006 IEEE
9. Yin Z., Han T., Wang J. "Fan Fault Diagnosis System Based on Virtual Prototyping Technology", Fifth International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery, 978-0-7695-3305-6/08 © 2008 IEEE.
10. Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S. http://www.bksv.com

# CAM SİLME ROBOTU TASARIMI

Serkan BELLER*, Erol TÜRKEŞ**

(*) Çukurova Üniversitesi, İmamoğlu Meslek Yüksekokulu, Gaz ve Tesisatı Teknolojisi Bölümü, ADANA
(**) Dumlupınar Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Tavşanlı yolu 10. Km., KÜTAHYA

sbeller@cu.edu.tr, eturkes@dpu.edu.tr

## ÖZET

Günümüzde, endüstriyel uygulamalarda bir çok robot kullanılmaktadır. Bu robot sistemlerinin tasarımı ve üretimi ilgili mühendislik bilimleriyle ortaklaşa çalışmayı gerektirir. Projemizde, mevcut bir pencere yüzeyini temizleyebilmek için kartezyen bir robotun mekanik tasarımı ve montajı yapılmıştır. İlk olarak, üç ekseni step motorlarla hareket ettirilen, hareket eksenleri sonsuz vida kullanılarak gerçekleştirilen bir kartezyen robotun mekanik tasarımı yapılmıştır. Robotun çalışma alanı kartezyen koordinatlarda belirlenmiş ve konum, hız ve ivme denklemleri kinematik analiz hesaplamalarıyla analiz edilmiştir. Daha Sonra, dinamik analizle vidalı millerin statik ve dinamik yüklere karşı uygun olup olmadığı kontrol edilmiştir. Tork hesaplamalarıyla adım motoru seçimleri yapılmıştır. Robot programlama dili C ve C++ ile yazılmış olup mikroişlemci bir kart kullanılmıştır. Uygulama sonucu yaklaşık 0,12 $m^2$ pencere yüzeyi başarılı bir şekilde temizlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler :** Kartezyen Koordinat, Robot, Tasarım, Yazılım.

## CLEANING A WINDOW ROBOT DESİGN

## ABSTRACT

Today, a lot of robots in the industrial applications have been used. This robot systems design and production requires a collaborative effort with related engineering sciences. In our research project a mechanical design and mechanical assembling of a cartesian robot has been made to purpose of cleaning a window surface. First of all, a mechanical design of a cartesian robot is made that its axis motions obtained by three stepper motor and its motion axis are created by screw balls. Robots workspace has been determined in cartesian coordinates and the position, velocity and acceleration equations have been analyzed with kinematic analysis calculations. After then, screw balls have been checked whether suitable or not against static and dynamic loads with dynamic analysis. Stepper motor selections have been made with torque calculations. The robot programming language has been written with C and C++ and therefore a microprocessor card has been used. As a result of implementation approximately 0,12 $m^2$ window surface area has been cleaned successfully.

**Keywords :** Cartesian Coordinate, Robot, Design, Software.

## 1. GİRİŞ

Gün geçtikçe artan ve günlük hayatımızın vazgeçilmezleri arasında yerini alan mobil teknolojiler kendilerine sürekli olarak değişik alanlarda yer bulmaktadır. Bugün bu teknolojiler evlerimizde, savunma sanayinde, arama kurtarma gibi değişik platformlarda ve uzay araştırmaları gibi daha pek çok alanda kendi varlığının gerekliliğini kabul ettirmiş uygulamalardır.

Herhangi bir alanda robot kullanılmasının düşünülmesi bazı temel faktörlere bağlıdır. Bunlar; Üretimde esneklik ve verimliliğin yükseltilmesi, insan sağlığını tehdit eden tehlikelerin bulunması, iş gücünün pahalı olması, bulunmaması veya insanların bu tür işleri yapmak istememesi, üretimde bozuk parça sayısının azaltılması ve malzeme tasarrufu, eğitim, sağlık, hizmet ve güvenlik alanlarında sağlanan kolaylıklar sayılabilir.

Yapısal olarak robot sistemleri çok değişik özellikler göstermektedir. Bir robot hareketinin kapasitesi, kontrol edilebilmesi mümkün olan eksenlerdeki hareketlerle belirlenir. Yapılacak olan iş hangi eksenlerde çalışmayı gerektiriyorsa bu gereksinim de ihtiyacımız olan robot yapısını belirlemede bize yardımcı olacaktır. Günümüzde kullanılan robotlar çeşitli sınıflara ayrılmıştır. Bunlar kullanılan eksen takımlarına göre, tiplerine göre, kullanılan tahrik elemanının çeşidine göre vb. [1-4]. Mevcut uygulamada kartezyen tipi üç eksenli bir cam silme robotu prototipinin tasarımı ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Bunun için öncelikle robot tasarım elemanları belirlenmiş daha sonra dinamik ve kinematik analizleri yapılarak tasarım sürecine girilmiş, devamında da eksenlerde kullanılacak olan motor seçimleri yapılarak imalat sürecine geçilmiştir. Mevcut uygulama bir deneme niteliğinde olmakla birlikte mekanik, donanım ve yazılım konularında yapılacak düzenlemelerle de günlük kullanıma son derece uygun olacağı görülmüştür [5-7].

## 2. ROBOT TASARIMI

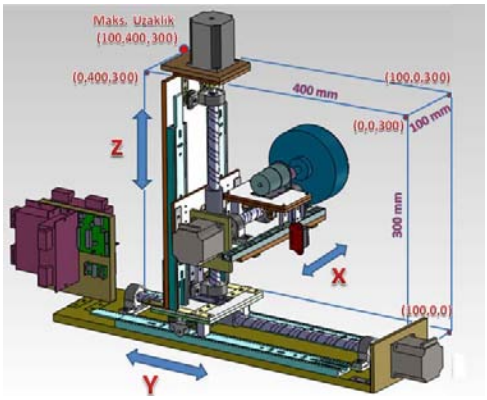
### 2.1. Robot Tasarım Elemanları

Gövde tasarımında maket bir uygulama olduğu için malzeme olarak sunta kullanılmıştır. Lineer hareket için teleskopik raylar ve vidalı miller, yataklama için rulmanlı yataklar ve hareket aktarımı için ise servo kaplinler tercih edilmiştir. Tahrik sistemi olarak adım motorları ve DC motor, kontrol sistemi olarak mikro işlemci bir kart ve mesafe ölçümü için de kızılötesi bir uzaklık sensöründen faydalanılmıştır [8-11].

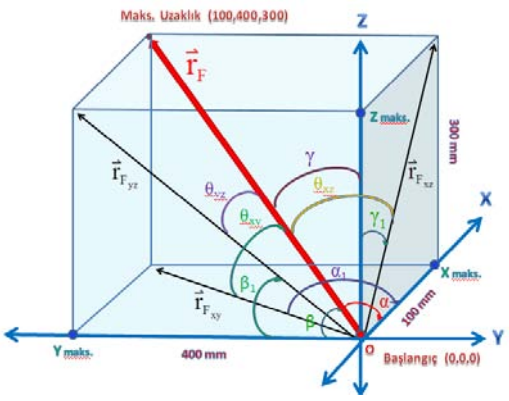
## 3. TASARIM HESAPLAMALARI

### 3.1. Robot Mekanizmasının Kinematik Analizi

Şekil 1'de görüldüğü gibi robot X, Y ve Z eksenleri boyunca üç yönde hareket edebilmektedir. Bu hareket esnasında döner paspasın ulaştığı maksimum nokta ise sistemin konum, hız ve ivme analizlerini belirlememizde bize yardımcı olacaktır.




**Şekil 1. Cam Silme Robotu**




**Şekil 2. Robot Hareket Alanı**

Şekil 2'deki gösterimden döner paspasın hareket alanı matematiksel olarak ortaya konup, belirlenen açılar yardımıyla da sistemin konum analizi aşağıdaki gibi düzenlenirse konum denklemi bulunmuş olur. Konum denkleminin türevleride bize hız ve ivme denklemlerini verecektir.

$$\vec{r}_F = r_{F_{xy}} + r_{F_{yz}} + r_{F_{xz}}$$
$$\vec{r}_F = r_F \times e^{j\theta_{xy}} + r_F \times e^{j\theta_{yz}} + r_F \times e^{j\theta_{xz}}$$

Konum analizi;

$$\vec{r}_F = r_F \times \cos\theta_{xy} + j \times r_F \times \sin\theta_{xy} + r_F \times \cos\theta_{yz} + j \times r_F \times \sin\theta_{yz} + r_F \times \cos\theta_{xz} + j \times r_F \times \sin\theta_{xz} \quad (1)$$

Hız analizi;

$$\dot{r}_F = \vec{V}_F = \dot{r}_F \times e^{j\theta_{xy}} + r_F \times j \times W_{xy} \times e^{j\theta_{xy}} + \dot{r}_F \times e^{j\theta_{yz}} + r_F \times j \times W_{yz} \times e^{j\theta_{yz}} + \dot{r}_F \times e^{j\theta_{xz}} + r_F \times j \times W_{xz} \times e^{j\theta_{xz}} \quad (2)$$

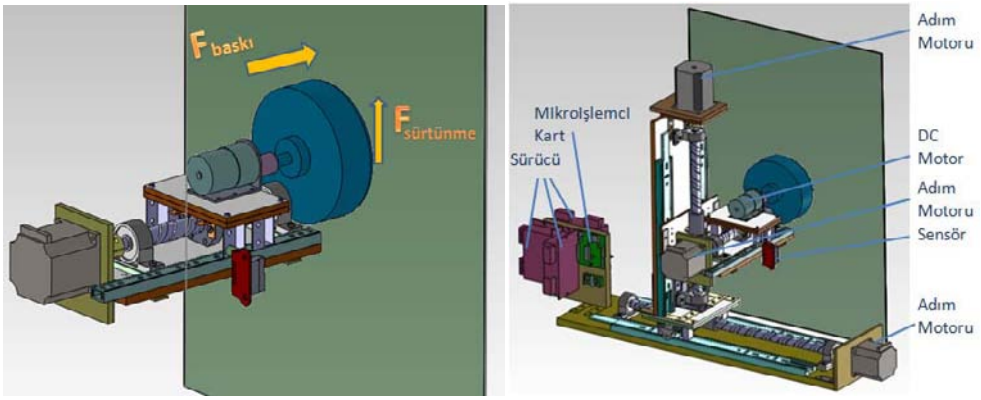
İvme analizi;

$$\begin{aligned}\dot{V}_F = \vec{a}_F = {} & \ddot{r}_F \times e^{j\theta_{xy}} + \dot{r}_F \times j \times W_{xy} \times e^{j\theta_{xy}} + \dot{r}_F \times j \times W_{xy} \times e^{j\theta_{xy}} + r_F \times j \times \alpha_{xy} \times e^{j\theta_{xy}} + \\ & + r_F \times j \times W_{xy} \times W_{xy} \times j \times e^{j\theta_{xy}} + \\ & \ddot{r}_F \times e^{j\theta_{yz}} + \dot{r}_F \times j \times W_{yz} \times e^{j\theta_{yz}} + \dot{r}_F \times j \times W_{yz} \times e^{j\theta_{yz}} + r_F \times j \times \alpha_{yz} \times e^{j\theta_{yz}} + \\ & + r_F \times j \times W_{yz} \times W_{yz} \times j \times e^{j\theta_{yz}} + \\ & \ddot{r}_F \times e^{j\theta_{xz}} + \dot{r}_F \times j \times W_{xz} \times e^{j\theta_{xz}} + \dot{r}_F \times j \times W_{xz} \times e^{j\theta_{xz}} + r_F \times j \times \alpha_{xz} \times e^{j\theta_{xz}} + \\ & + r_F \times j \times W_{xz} \times W_{xz} \times j \times e^{j\theta_{xz}}\end{aligned} \quad (3)$$

### 3.2. Robot Mekanizmasının Dinamik Analizi

Şekil 3'teki döner paspas için yapılacak olan motor analizinde öncelikli olarak temizlenecek olan yüzeyin teknik özelliklerinin bilinmesi gerekir. Bu özellikler doğrultusunda ilgili yüzeye uygulanabilecek maksimum baskı kuvveti ve çalışma sırasında yüzeyde oluşabilecek maksimum sürtünme kuvveti değerlerini elde etmemiz mümkün olacaktır. Motor torkunu hesaplayabilmek için aşağıdaki formüller uygulanırsa;

$$F_{cb} = \sigma_ç \times A \quad (N) \quad (4)$$
$$F_s = F_{cb} \times \mu_{ıy} \quad (N) \quad (5)$$
$$T_f = F_s \times (d/2) \quad (N.m) \quad (6)$$




**Şekil 3. Döner Paspas**

İlgili formüllerden DC motor için motor torku hesabı yapılmış ve diğer üç eksende yer alan step motorlarının dinamik analizleri içinde diğer adımlara geçilmiş olur.

Şekil 3'te görülen sistem için yapılan hesaplamalar her üç eksenede uygulanmalıdır. Önce her eksen için vidalı mil seçimi yapılmalı, daha sonra belirlenen bu milin sistemdeki yüklere karşı uygun olup olmadığı kontrol edilmelidir. Eğer seçim uygunsa ilgili eksendeki adım motoru seçimine geçilmelidir. Adım motorunu belirlemek içinde önce bir motor seçimi yapılmalı daha sonra bu seçilen motorun tork ve moment hesaplamalarında uygunluğu kontrol edilmelidir [11].

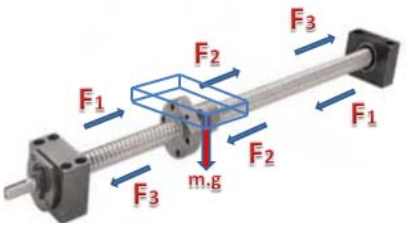
İlk olarak seçtiğimiz bir vidalı milin; çapı ($D_b$), uzunluğu ($L_b$), malzemesi ($q$), adımı ($P_B$) ve verimi ($\eta$) bilinmelidir. Bununla birlikte her bir eksende yer alan kızaklı sistemdeki; toplam tabla ağırlığını (m), maksimum stroku ($S_{max}$), anlık travers hızını ($V_{max}$), gerekli ömürü ($L_t$), kayma yüzeyleri sürtünme katsayısını ($\mu$) bilmemiz gerekir. Daha sonra mil merkez dairesi çapının ($d_r$) ve kullanım ömrünün ($L_t$) uygunluk kontrolü için aşağıdaki formülüzasyonlarda hesaplanması gerekir [11].

Mil adımı seçimi için;

$$l \geq \frac{V_{max}}{N_{max}} \text{ (mm)} \qquad (7)$$

Eksenel yük ivmesi;

$$\alpha_1 = \frac{V_{max}}{t_1} \text{ (m/s}^2\text{)} \qquad (8)$$




**Şekil 4. Yatay Eksen Yükleri**

Eğer sistemin çalıştığı eksen Şekil 4'teki gibi yatay konumda ise;

Eksenel yük $F_1$, hızlanma anında;

$$F_1 = \mu \times m_{top} \times g + m_{top} \times \alpha_1 \text{ (N)} \qquad (9)$$

Eksenel yük $F_2$, sabit hız anında;

$$F_2 = \mu \times m_{top} \times g \text{ (N)} \qquad (10)$$

Eksenel yük $F_3$, yavaşlama anında;

$$F_3 = -\mu \times m_{top} \times g + m_{top} \times \alpha_1 \text{ (N)} \qquad (11)$$

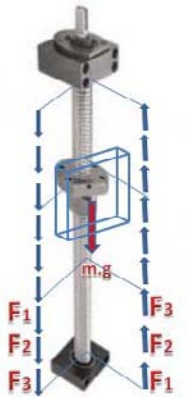
Eğer sistemin çalıştığı eksen Şekil 5'teki gibi dikey konumda ise;

Eksenel yük $F_1$, hızlanma anında;

$F_1 = m_{top} \times g + m_{top} \times \alpha_1$ (N) (12)

Eksenel yük $F_2$, sabit hız anında;

$F_2 = m_{top} \times g$ (N) (13)




**Şekil 5. Dikey Eksen Yükleri.**

Eksenel yük $F_3$, yavaşlama anında;

$F_3 = m_{top} \times g - m_{top} \times \alpha_1$ (N) (14)

İlgili eksenel yüklerden hangisi değerce büyük çıkarsa sistemi eğmeye çalışan flambaj yükü (P)'de o değer kabul edilir. Buna göre;

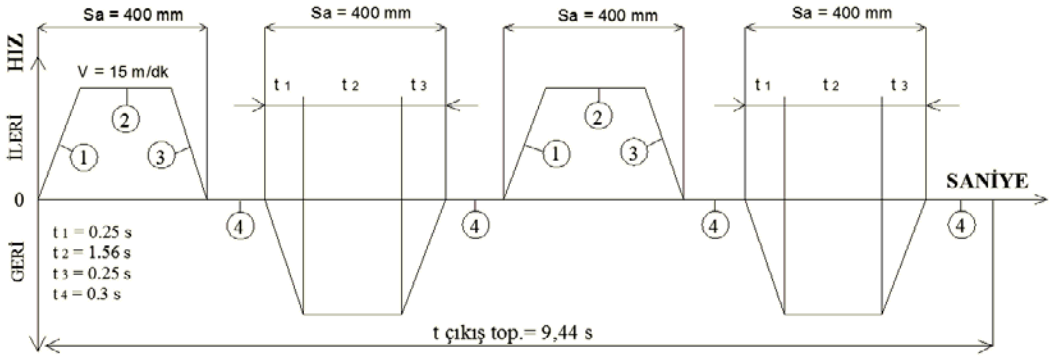
Mil, merkez dairesi çapı kontrolü;

$$d_r \geq \left(\frac{P \times L^2}{m} \times 10^{-4}\right)^{1/4} \text{ (mm)} \quad (15)$$

İlk başta seçimi yapılan vidalı milin $d_r$'si yukarıda bulunan $d_r$ değerine eşit veya büyükse seçtiğimiz vidalı mil mevcut sistem için mil çapı açısından uygundur. Kullanım ömrünün kontrolü içinse [12] ;

Gerekli ömür; $L_t$ = ( Günlük çalışma saati ) × ( Yılda çalışacağı gün sayısı ) × ( Kaç yıl çalışacağı ) × ( Hareket yüzdesi ) (Saat) (16)

Yukarıdaki formülde ihtiyacımız olan çalışma süreleri her bir eksen için rahatlıkla hesaplanabilmektedir. Seçtiğimiz sistemin bunu karşılayıp karşılamadığını belirleyebilmek içinde öncelikle her bir eksen için Şekil 6'daki gibi hız ve zaman grafiklerini çıkarmamız gerekir.




**Şekil 6. Hız Zaman Grafiği.**

Mevcut grafiklerde hızlanma anında, sabit hız anında ve yavaşlama anındaki eksenel yükler, dönme devir değerleri ve geçen süreler doğrultusunda [11] ;

Ortalama yük;

$$F_m = \left(\frac{F_1^3 \times N_1 \times t_a + F_2^3 \times N_2 \times t_b + F_3^3 \times N_3 \times t_c}{N_1 \times t_a + N_2 \times t_b + N_3 \times t_c}\right)^{1/3} \text{ (N)} \quad (17)$$

Ortalama dönel hız;

$$N_m = \frac{N_1 \times t_a + N_2 \times t_b + N_3 \times t_c}{t_1 + t_2 + t_3 \ldots t_n} \text{ (1/dak.)} \quad (18)$$

Kullanım ömrü hesabı;

$$L_t = \left(\frac{C_a}{F_m \times f_w}\right)^3 \times \frac{1}{60 \times N_m} \times 10^6 \text{ (Saat)} \qquad (19)$$

Yukarıda çıkan sonuç gerekli olan $L_t$ süresinden (16) fazlaysa mevcut sistem bu iş için uygundur. Şimdiye kadar yapılan hesaplamalarda seçilmiş olan vidalı milin sistemdeki yüklere karşı uygunluğu kontrol edilmiştir. Bundan sonrada adım motorları için motor eksenine dönüştürülmüş olan toplam atalet momentini bulmamız gerekir. Daha sonrada her eksen için bir adım motoru seçip, ona ait olan değerleri sürüş torku hesabında yerine koyarak efektif tork kontrolleri yapılmalıdır.

Vida şaftı atalet momenti;

$$J_B = \frac{\pi \times \gamma}{32} \times D^4 \times L \ (kg.m^2) \qquad (20)$$

Hareketli parça atalet momenti;

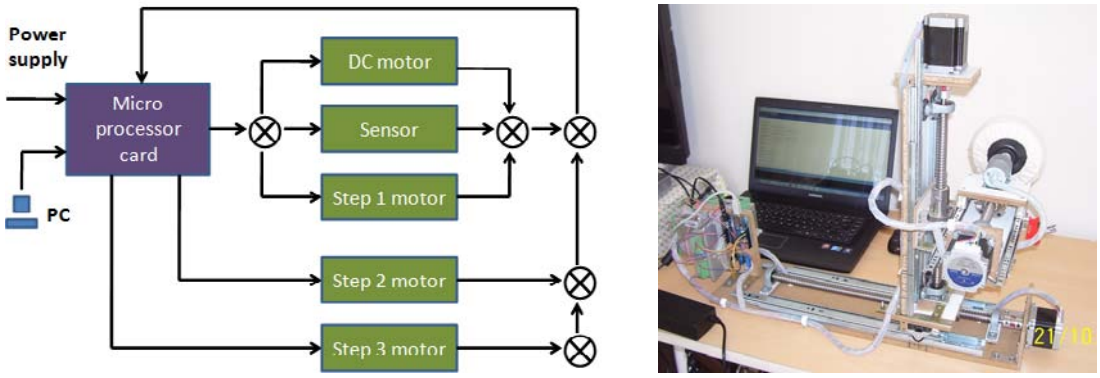
$$J_w = m \times \left(\frac{l}{2 \times \pi}\right)^2 \ (kg.m^2) \qquad (21)$$

Kaplin atalet momenti;

$J_C$ $(kg.m^2)$ (22)

Vidalı mil eksenindeki toplam atalet momenti;

$$J_L = J_B + J_w + J_C \ (kg.m^2) \qquad (23)$$




**Şekil 7. Blok Diyagramı.**

Şekil 7'deki blok diyagramında da görüldüğü gibi bir nolu adım motoru ve silme paspası için kullanılan DC motor ilgili sensörle koordineli bir şekilde çalışmaktadır. Diğer adım motorları ise ilk döngüdeki paspasın cama yaklaşma işlemi tamamlandıktan sonra programda yazılı olan işlem adımlarına göre devreye girerler.

### 3.3. Elektrik Motorlarının Seçimi

Seçtiğimiz bir endüstriyel tip adım motorunda atalet momenti ($J_M$) ve tutma torku ($T_M$) değerlerinin bilinmesi gerekir. Bilindiği gibi tork, dışarıdan gelen yüklere karşı vidalı mili sürekli aynı hızda döndürebilmek için gereklidir. Bu yüzdende motora ait değerlerin uygunluğunu aşağıdaki formüllerde değerlendirmemiz gerekir.

$$T_1 = T_a + T_{pmax} + T_u \text{ (N.m)} \qquad (24)$$

Yukarıdaki formülde, $T_a$ sürekli hızdaki sürüş torku (N.m), $T_{pmax}$ vidalı milin dinamik sürtünme torkunun en üst limiti (N.m), $T_u$ ise destek rulmanlarının sürtünme torkudur (N.m).

Rulmanlı yatak sayısına göre ilgili sayıyla çarpılır. $F_s$, Şekil 8'de de görüldüğü gibi mevcut eksene paralel yönde olan sisteme dışarıdan gelen ve mili kesmeye çalışan camdaki sürtünme kuvvettir. Silme paspasının hareketinden kaynaklanmaktadır. ( $F_{kesme} = F_s$ )

Sürüş torku hesabı;

$$T_a = \frac{F_a \times l}{2 \times \pi \times \eta_1} \text{ (N.m)} \qquad (25)$$

Yatay yönde çalışan eksenlerde;

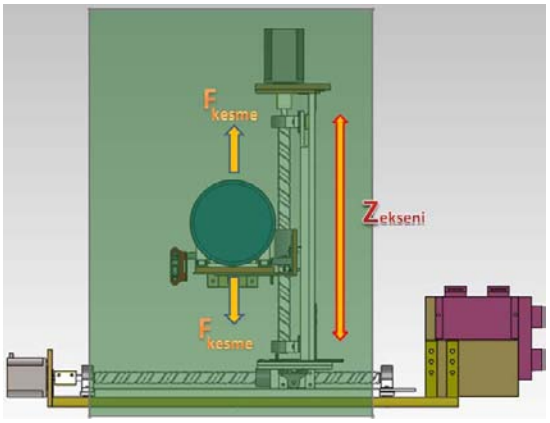
$$F_a = F_s + \mu \times m \times g \text{ (N)} \qquad (26)$$

Dikey yönde çalışan eksenlerde;

$$F_a = F_s + m \times g + \mu \times m \times g \text{ (N)} \qquad (27)$$

Sürekli hızdaki sürüş torku;

$$T_1 = \frac{F_a \times l}{2 \times \pi \times \eta_1} + T_{pmax} + T_u \text{ (N.m)} \qquad (28)$$




**Şekil 8. Eksen Kuvvetleri**

Hızlanma anındaki sürüş torku;

$$T_2 = T_1 + J \times \frac{2 \times \pi \times n}{60 \times t_1} = T_1 + (J_L + J_M) \times \frac{2 \times \pi \times n}{60 \times t_1} \text{ (N.m)} \qquad (29)$$

Yavaşlama anındaki sürüş torku;

$$T_3 = T_1 - J \times \frac{2 \times \pi \times n}{60 \times t_3} = T_1 - (J_L + J_M) \times \frac{2 \times \pi \times n}{60 \times t_3} \text{ (N.m)} \qquad (30)$$

Efektif torkun kontrolü;

$$T_{rms} = \sqrt{\frac{T_2^2 \times t_a + T_1^2 \times t_b + T_3^2 \times t_c}{t}} \text{ (N.m)} \qquad (31)$$

Motor seçim kriterleri;

Maksimum dönel hız; $N_M \geq N_{max}$ ($min^{-1}$)
Motor tutma torku; $T_M \geq T_{rms}$ (N.m)
Motora ait rotor ataleti; $J_M > J_L / 3$ ($kg.m^2$) 'ten daha büyük olması gerekmektedir [11].

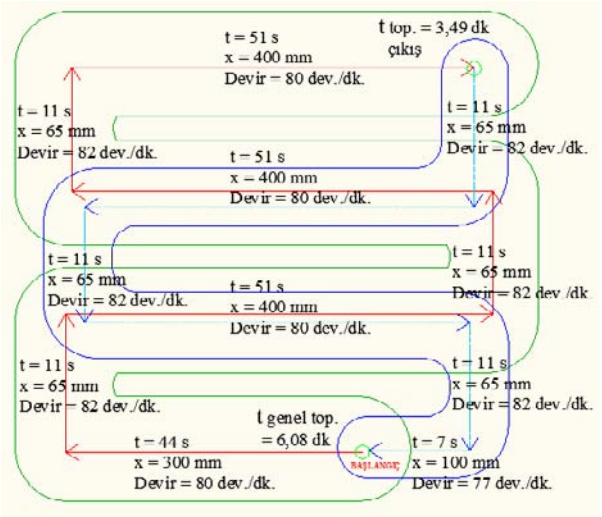
Bunların dışında seçilen motorda maksimum hıza ulaşmak için geçen sürenin miktarı da uygunluk konusunda bize yön gösterecektir. ( $T'_M = 2 \times T_M$ ) (N.m)

$$t_a = \frac{(J_L + J_M) \times 2 \times \pi \times n}{(T'_M - T_1)} \times 1{,}4 \text{ (Saniye)} \qquad (32)$$

## 4. SONUÇ

Bu çalışmada, kartezyen koordinat sistemine sahip olan üç eksende hareket edebilen bir cam temizleme robotunun kinematik ve dinamik analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerle, konstrüksiyonu oluşturan elemanların ve tüm sistemin emniyetli olduğu görülmüştür. Her üç eksen için de gerekli olan vidalı millerin modelleri saptanmış, robota bir çalışma ömrü hedeflenmiş ve vidalı millerin bu süreyi sağlayıp sağlamadıkları kontrol edilmiş, sağladıkları görülmüştür. Ayrıca robotun üzerine binen tüm kuvvetler tespit edilip, tüm eksen elemanları için etkileri kontrol edilmiştir. Her eksen için gerekli olan adım motoru güçleri hesaplanmıştır. Motorların seçimi yapılmıştır. Güvenilir bir tasarıma SolidWorks programında ulaşılınca robotun imalatına geçilmiş ve güvenle çalıştırılmıştır. Robot programı C ve C++ dilinde yazılmış olup Arduino'nun sahip olduğu açık kaynak kodlu bir

derleyici olan Arduino IDE kullanılmıştır. Robotun uygulamaya geçirilmesi sonucu yaklaşık 400 mm X 300 mm' lik (0,12 $m^2$) bir cam yüzeyin döner paspas sayesinde kolaylıkla temizlenebildiği görülmüştür. Maket bir uygulama olduğu için programda maksimum çalışma devri olan 3000 dev/dk yerine 80 dev/dk kullanılmıştır. Paspas tam bir turunu yaklaşık 6 dakikada tamamlayabilmektedir. Şekil 9'da cam silme paspasının ilerleme yönleri görülmektedir. Yeşil hat içindeki kırmızı oklar paspasın camı yukarı doğru silerken izlediği çıkış yönünü, mavi hat içindeki açık mavi oklar ise paspasın camı silerken aşağı doğru izlediği iniş yönünü göstermektedir [3,4, 8-13].




**Şekil 9. Silme Paspası Hareket Yönleri**

## 5. SEMBOLLER VE KISALTMALAR

| Sembol | Açıklama |
|---|---|
| $F_{cb}$ | Cama yapılan baskı kuvveti. (N) |
| $\sigma_ç$ | Çekme gerilmesi. ($N/cm^2$) |
| A | Döner paspasın yüzey alanı. ($m^2$) |
| d | Döner paspasın yüzey silme çapı. (m) |
| $F_s$ | Paspasın cam yüzeydeki sürtünme kuvveti. (N) |
| $\mu_{ıy}$ | Cam yüzeyin ıslak konumdaki sürtünme katsayısı. |
| $T_f$ | Motor torku. (N.m) |
| *l* | Vidalı mil adımı. (mm) |
| $\alpha_1$ | Eksenel yük ivmesi. ($m/s^2$) |
| $F_1, F_2, F_3$ | Eksenel yükler. (N) |
| L | Mil uzunluğu. (mm) |
| m | Flambaj yükünün faktörü ilgili tablodan. |
| $t_a, t_b, t_c$ | Zaman. (s) |
| $C_a$ | Dinamik katsayı ilgili tablodan. |
| $f_w$ | Yük katsayısı ilgili tablodan. |

## 6. KAYNAKLAR

[1] Özyalçın, İ., Kartezyen robot tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2006

[2] Yalçın, M. K., Mobil robot uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi, Fen Bilimleri

Enstitüsü, 2003
[3] Kutlu, M., 3 eksenli masa tipi CNC freze tezgahı tasarım ve imalatı, Yüksek Lisans Tezi, Afyonkarahisar Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2006
[4] Öztürk, Ö., Ev güvenlik robotu tasarımı ve gerçeklenmesi, Bitirme Tezi, Haliç Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, 2011
[5] Schraft, R.D., Bräuning, U., Orlowski, T., Hornemann, M., "Automated cleaning of windows on standard facades", Elsevıer Automation in Construction, 9, s.489–501, 2000
[6] Albagul, A., Assenı, A., Jomah, O., Omer, M., Farge, B., "Design and fabrication of an automatic window cleaning robot", Recent Advances in Sıgnal Processıng, Robotıcs and Automatıon, ISBN: 978-960-474-157-1, ISSN: 1790-5117
[7] Sun, D., Zhu, J., Lai, C., Tso, S.K., "A visual sensing application to a climbing cleaning robot on the glass surface", Elsevıer Mechatronics, 14, s.1089–1104, 2004
[8] Yılmaz, S., Bir robot kolu mekanizmasında adım motorları vasıtasıyla, verilen koordinatlara hareketin gerçekleştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2006
[9] İnal, E. P., Robot ile mozaik dizme otomasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2006
[10] Ünlü, B., İnternet üzerinden mobil bir robotun kontrolü, Bitirme Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Elektrik- Elektronik Fakültesi, 2007
[11] NSK Motion and Control, World Wide Web site, www.nsk.com, NSK Kyushu Co., Ltd., Japonya
[12] Büyükşahin, U., 3 eksenli CNC tezgah tasarımı ve uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005
[13] Uyanık, S., Akpınarlı, L., Sabancı, S., Özcan, R., Kuyucu, M., Yıldız, S., Bilgisayar kontrollü X-Y-Z tablası tasarımı ve imalatı, Bitirme Tezi, Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, 2011

# ALÜMİNYUM PROFİLLİ YAPILARIN SONLU ELEMAN ANALİZİ

Serkan GÜLER*, Hira KARAGÜLLE*, Murat AKDAĞ*,Levent MALGACA*

*Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Buca-İZMİR
serkan.guler@deu.edu.tr, hira.karagulle@deu.edu.tr, murat.akdag@deu.edu.tr ,
levent.malgaca@deu.edu.tr

## ÖZET

Alüminyum profiller, endüstride sıkça rastlanılan doğrusal hareket sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada, alüminyum profilli bir yapının sonlu elemanlar analizi ele alınmıştır. Alüminyum profillerin karmaşık kesit şekillerine sahip olmalarından dolayı katı sonlu elemanlarla analizinin mümkün olmadığı gözlenmiştir. Analizde kiriş sonlu elemanlar kullanılmıştır. Bir yapı için bir veri tabanı oluşturulmuştur. Veri tabanı kirişler ve konektörler ile ilgili bilgileri içerir. ANSYS' de, bu yapının sonlu eleman modelini, bu veri tabanına göre otomatik olarak oluşturan bir VisualBASIC programı geliştirilmiştir. Yapı için simülasyon ve deneysel sonuçlar verilmiştir. Sonuçlar, bu çalışmadaki yaklaşımın, birçok uygulamada kullanılan alüminyum profilli yapıların tasarımında kullanılabileceğini göstermektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Alüminyum profiller, sonlu elemanlar, ANSYS

## FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A FRAME WITH ALUMINUM PROFILES

## ABSTRACT

Aluminum profiles are commonly used in linear motion systems which are widely used in industry. In this work, finite element analysis of a frame with aluminum profiles is considered. Finite element analysis by solid elements is generally not possible because aluminum profiles have cross sections with complicated shapes. Beam finite elements are used in analysis. A database is created for the frame. The database contains the information about beams and connectors. A VisualBASIC program is developed to construct the model of the frame in the preprocessor of ANSYS automatically by using the database. Experimental and simulation results are given. The results indicate that the approach given in this work can be used to design frames with aluminum profiles, which are used in many applications.

**Keywords: A**luminum profiles, finite elements, ANSYS

## 1. GİRİŞ

İleri mühendislik matematiğine dayanan modern mühendislik teorileri hareket kanunlarının keşfinden sonra geliştirilmiştir. Modern mühendisliğin temel alanlarından birisi de titreşim teorisidir. Literatürde kısmi diferansiyel denklemlere göre incelenmiş basit yapıların analizleri oldukça fazladır [1]. Sonlu elemanlar yöntemi gerçek karmaşık mühendislik yapılarını modellemek için geliştirilmiştir. Bu yöntem, sonlu elemanlar için sonlu eleman ağ örgüsü oluşturmayı ve büyük serbestlik dereceli diferansiyel denklemleri içeren matematik modelleri kurmayı gerektirir. Bu denklemleri çözmek dijital bilgisayarların geliştirilmesinden sonra mümkün olmuştur. Başlangıçta, analizciler bu denklemleri kurmakta ve kendi yazdıkları bilgisayar kodlarıyla çözmekteydiler. Bilgisayar yazılımlarındaki gelişmeler bu denklemlerin kurulum ve çözümlerinin bilgisayarlar aracılığıyla otomatik olarak yapılmasını olanaklı hale getirmiştir. Bu kullanıcı dostu programlar, ön-işlemcilere, çözücülere ve son-işlemcilere sahiptir [2]. Kullanıcılar ön-işlemci arayüzü kullanarak çalıştıkları sistemleri tanımlar ve sonlu

elemanların tipleri, sonlu eleman ağ örgüsü boyutu gibi kabulleri yaparlar. Çözüm metodunu seçerek çözümler elde edilir. Son olarak son-işlemci arayüzü kullanılarak sonuçlar değerlendirilir. Doğru kabullerle bu bilgisayar programlarını kullanarak gerçek sistemlerin analizi günümüzün başlıca araştırma konularından biridir [3-9]. Simülasyon sonuçları ve deneysel sonuçlar karşılaştırılarak bu kabullerin başarısı kontrol edilmelidir.

Bilgi çağından önce, basit yapılar nicel olarak analiz edilebilmekteydi ve karmaşık yapılar için deney oldukça önemliydi. Fakat bugün simülasyon için yapılan kabuller deneylerle bir kez doğrulanmakta ve sonra karmaşık yapılar simülasyonla nicel olarak analiz edilebilmekte ve deneylerin önemi giderek azalmaktadır. Mühendisler karmaşık mühendislik yapılarını çok daha hızlı geliştirebilmektedirler.

Alüminyum profiller, otomasyon sistemlerinde, taşıyıcı bantlarda, otomobil gövdelerinde, iş tablalarında, iç tasarım ve konstrüksiyonda kullanılmaktadır. Bu çalışmada, alüminyum profilli bir yapının sonlu elemanlar analizi ele alınmıştır. Alüminyum profillerin karmaşık kesit şekillerine sahip olmalarından dolayı katı sonlu elemanlarla analizinin mümkün olmadığı gözlemlenmiştir. Analizde kiriş sonlu elemanlar kullanılmıştır. Bir yapı için bir veri tabanı oluşturulmuştur. Bu veri tabanı kirişler ve konektörler ile ilgili bilgileri içerir. ANSYS' de kullanılan yapının sonlu eleman modelini, bu veri tabanına göre otomatik olarak oluşturan bir VisualBASIC programı geliştirilmiştir. Program ayrıca, aynı veri tabanını kullanarak SolidWorks içinde katı model veya çizgi model oluşturabilmektedir. SolidWorks modeli görsel olarak değerlendirmek için kullanılmaktadır. Analiz sonuçlarını elde etmek için ANSYS' in çözücüsü ve analiz sonrası işlem arayüzü kullanılmaktadır. ANSYS' de BEAM44 sonlu elemanı kullanılmıştır. Konektörleri kirişlerle modellemek için kabuller yapılmıştır. Yapı için simülasyon ve deneysel sonuçlar verilmiştir. Sonuçlar, bu çalışmadaki yaklaşımın, birçok uygulamada kullanılan alüminyum profilli yapıların tasarımında kullanılabileceğini göstermektedir.

## 2. ALÜMİNYUM PROFİLLİ YAPININ SONLU ELEMANLARLA ANALİZİ

### 2.1. Alüminyum Profilli Yapılar

Test sistemi yapısı (TS-1A) Şekil 1 de görülmektedir. Bir kiriş (b01) ve bir konektör (c01) için etiketler şekilde görülmektedir. Bu çalışmada, yapıda kullanılan alüminyum profillerin kesitleri ve konektörler Tablo 1 ve 2' de verilmiştir. Kullanılan tüm parçalar piyasadan temin edilebilmektedir.




**(a)** **(b)**

Şekil 1.Test sistemi yapısının katı modeli (a), TS-1A' nın fotoğrafı (b).

Tablo 1. Profillerin kesitleri(Değerler Bosch-Rexroth' tan alınmıştır).

| Kesit | Boyut (mm) | Dosya ismi | Ağırlık (kg/m) | Alan ($cm^2$) | Alan atalet momenti | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | $I_x$ ($cm^4$) | $I_y$ ($cm^4$) |
|  | 90x90 | s90x90 | 10.5 | 39.5 | 302 | 302 |
|  | 90x90 | s90x90L | 6.3 | 23.6 | 210 | 210 |
|  | 45x45 | s45x45L | 1.5 | 5.7 | 11 | 11 |
|  | 90x45 | s90x45L | 3.1 | 11.2 | 23.6 | 81.9 |
|  | 30x30 | s30x30 | 0.8 | 3.1 | 2.7 | 2.7 |

Tablo 2. Konektörler (Bosch-Rexroth)

| Konektör | Ağırlık (gr) | Boyut (mm) | Dosya ismi |
|---|---|---|---|
|  | 314[a]+187[b] | 90x90x90 | cn90 |
|  | 56[a]+47[b] | 45x45x45 | cn45 |
|  | 20[a]+17[b] | 30x30x30 | cn30 |

[a]*Konektör ağırlığı,* [b]*Civata ve somun ağırlığı*

Yapı hakkındaki bilgiyi içeren bir veri tabanı, metin dosyası olarak oluşturulmuştur. Bir kiriş hakkındaki bilgi, etiket adı, kesit dosyası ismi, $L_b$ ve $\mathbf{q}_L = [x_0, y_0, z_0, \theta_x, \theta_y, \theta_z]$ den meydana gelmektedir. $L_b$ kirişin boyu, $\mathbf{q}_L$ kirişin konumudur. $x_0$, $y_0$, ve $z_0$ global

koordinat sisteminde kirişin lokal orijinin kartezyen koordinatlarıdır. $\theta_x$, $\theta_y$, $\theta_z$ sırasıyla kirişin x, y, ve z eksenleri etrafındaki dönüş açılarıdır. Kiriş $\mathbf{q}_L = \mathbf{q}_{L0} = [0, 0, 0, 0, 0, 0]$ için orijinde ve global z ekseni doğrultusunda konumlanmaktadır. Aksi belirtilmedikçe, mesafeler milimetre, açılar ise derece olarak verilmektedir.

Bir konektör hakkındaki bilgi ise etiket adı, katı model dosyası ismi ve $\mathbf{q}_L$ olarak verilmektedir. $\mathbf{q}_L$ konektörün konumudur.

Kirişler ve konektörler için etiketler sırasıyla b ve c karakteriyle başlamaktadır. Şekil 1 deki yapı için veri tabanı Tablo 3' te verilmiştir.

Tablo 2. TS-1A için veri tabanı.

| Etiket | Dosya ismi | $L_b$ | $q_L$ |
|---|---|---|---|
| b01 | s90x90 | 464 | [0,0,400,-90,0,0] |
| b02 | s90x90 | 464 | [873,0,400,-90,0,0] |
| b03 | s90x90 | 464 | [873,0,-400,-90,0,0] |
| b04 | s90x90 | 464 | [0,0,-400,-90,0,0] |
| b05 | s45x45L | 783 | [45,182.5,422.5,0,90,0] |
| b06 | s45x45L | 710 | [895.5,182.5,-355,0,0,0] |
| b07 | s45x45L | 783 | [45,182.5,-422.5,0,90,0] |
| b08 | s45x45L | 710 | [-22.5,182.5,-355,0,0,0] |
| b09 | s90x90 | 890 | [873,509,-445,0,0,90] |
| b10 | s90x90 | 890 | [0,509,-445,0,0,90] |
| b11 | s90x90L | 1250 | [-332,599,-400,90,0,90] |
| b12 | s90x90L | 1250 | [-332,599,-400,90,0,90] |
| b13 | s90x45L | 963 | [-45,576.5,310,90,0,90] |
| b14 | s90x45L | 963 | [-45,576.5,-310,90,0,90] |
| b15 | s90x90L | 890 | [0,644,400,-90,0,0] |
| b16 | s90x90L | 890 | [0,644,-400,-90,0,0] |
| b17 | s90x45L | 890 | [0,1556.5,-445,0,0,90] |
| c01 | cn45 | | [45,160,422.5,90,90,0] |
| c02 | cn45 | | [828,160,422.5,0,-90,90] |
| c03 | cn45 | | [895.5,160,355,90,180,0] |
| c04 | cn45 | | [895.5,160,-355,90,0,0] |
| c05 | cn45 | | [828,160,-422.5,0,-90,90] |
| c06 | cn45 | | [45,160,-422.5,90,90,0] |
| c07 | cn45 | | [-22.5,160,-355,90,0,0] |
| c08 | cn45 | | [-22.5,160,355,90,180,0,] |
| c09 | cn90 | | [45,554,400,0,90,-90] |
| c10 | cn90 | | [828,554,400,0,-90,90] |
| c11 | cn90 | | [873,464,355,90,180,0] |
| c12 | cn90 | | [873,464,-355,90,0,0] |
| c13 | cn90 | | [828,554,-400,0,-90,90] |
| c14 | cn90 | | [45,554,-400,0,90,-90] |
| c15 | cn90 | | [0,464,-355,90,0,0] |
| c16 | cn90 | | [0,464,355,90,180,0] |
| c17 | cn90 | | [-45,554,400,0,-90,90] |
| c18 | cn90 | | [-45,554,-400,0,-90,90] |
| c19 | cn45 | | [896.5,554,265,-90,0,0] |
| c20 | cn45 | | [896.5,554,-265,0,0,0] |
| c21 | cn45 | | [-23.5,554,265,-90,0,0] |
| c22 | cn45 | | [-23.5,554,-265,0,0,0] |
| c23 | cn90 | | [0,1534,355,90,180,0] |
| c24 | cn90 | | [0,1534,-355,90,0,0] |
| c25 | cn90 | | [45,644,400,0,90,0] |
| c26 | cn90 | | [-45,644,400,0,-90,0] |
| c27 | cn90 | | [45,644,-400,0,90,0] |
| c28 | cn90 | | [-45,644,-400,0,-90,0] |
| c29 | cn45 | | [45,205,422.5,0,90,0] |
| c30 | cn45 | | [828,205,422.5,0,-90,0] |
| c31 | cn45 | | [895.5,205,355,-90,0,0] |
| c32 | cn45 | | [895.5,205,-355,0,0,0] |
| c33 | cn45 | | [828,205,-422.5,0,-90,0] |
| c34 | cn45 | | [45,205,-422.5,0,90,0] |
| c35 | cn45 | | [-22.5,205,-355,0,0,0] |
| c36 | cn45 | | [-22.5,205,355,-90,0,0] |

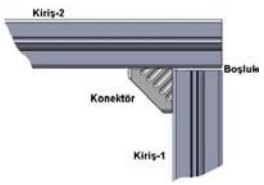
## 2.2. Sonlu eleman modelleri

### 2.2.1. Katı Sonlu Elemanlarla Modelleme

Sonlu eleman analizinin en kolay yolu sistemin katı modelini oluşturduktan sonra katı sonlu elemanları kullanmaktır. ANSYS, Solidworks modellerini kullanır, temas yüzeylerini dikkate alarak sonlu eleman ağ örgüsünü katı sonlu elemanlarla oluşturur. Kullanıcı sınır koşullarını tanımlar ve çözümü elde eder.

Karmaşık sistemler için bu yaklaşımın dezavantajları; eleman sayılarının ve serbestlik derecelerinin oldukça büyük olması, ağ örgüsü oluşturmada problemlerin çıkması, çözüm sürelerinin uzaması, yüksek performanslı bilgisayar ihtiyacı, çözümlerin elde edilememesi ve analizin pratik olmamasıdır.

Sonlu eleman analizleri için katı modelde, bağlanan kirişler arasına Şekil 2' de görüldüğü gibi küçük boşluklar (1mm) verilmiş ve bu boşluklar kirişlerin boylarının kısaltılmasıyla elde edilmiştir. Bu kabulle, bağlanan kiriş yüzeyleri sadece konektör yüzeyleriyle temas etmekte ve kirişler arasında doğrudan bir temas oluşmamaktadır. Aşağıda, boşluklu modeller için sonuçlar verilmiştir.




Şekil 2. Bağlanan kirişler arasında verilen boşluk.

ANSYS ile yapılan analizlerde SOLID186 ve SOLID187 elemanları kullanılmıştır. Bu

elemanlar sırasıyla 3 boyutlu 20 ve 10 düğüm noktalı yapısal sonlu elemanlardır. Her bir düğüm noktası 3 serbestlik (x, y ve z yönlerinde düğüm noktası ötelemeleri) derecesine sahiptir. Sonlu elemanların malzeme özellikleri $\mathbf{p}_m$ = [E, ρ, υ, β] ile tanımlanmıştır. E elastisite modülü (GPa), ρ yoğunluk (kg/m$^3$), υ Poisson oranı, ve β sönüm için rijitlik matrisi çarpanıdır. Bu çalışmada alüminyum için $\mathbf{p}_m$=[69,2700,0.3,0] dır.

### 2.2.2. Kiriş Sonlu Elemanlarla Modelleme

Katı sonlu elemanlarla modellemenin dezavantajlarından dolayı kiriş sonlu elemanları kullanılmıştır. Bu yaklaşımda, ilk olarak kirişler için çizgiler atanmış ve çizgiler için kesit özellikleri tanımlanmıştır. Şekil 3 (a) da iki kiriş ve bir konektör görülmektedir. Kiriş sonlu eleman modeli için çizgiler Şekil 3 (b) de görülmektedir.




**(a)** **(b)**

Şekil 3. (a) Katı model, (b) Çizgi model

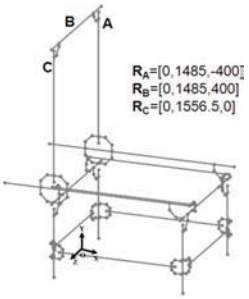
Kiriş-1 ve Kiriş-2, OA ve BC çizgilerine karşılık gelen kesitlerin sırasıyla ekstrüzyonuyla oluşturulmuştur.

$E_1E_3$ ve $E_2E_4$ çizgilerinin uzantı kirişleri olduğu varsayımı yapılmış ve $E_1E_2$ çizgisinin konektör için eşdeğer bir kiriş olduğu kabul edilmiştir. $E_1$ ve $E_2$ konektörün temas yüzeylerinin orta noktalarıdır.

Uzantı kirişinin kesitinin bitişik olduğu kirişle aynı kesite sahip olduğu kabul edilmiştir. Örneğin, $E_1E_3$ uzantı kirişi OA kirişiyle aynı kesite sahiptir. Uzantı kirişleri için ihmal edilebilir bir yoğunluk (ρ) değeri (1 kg/m$^3$) atanmıştır.

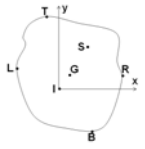
Konektörler için eşdeğer kiriş kesitlerinin özellikleri Şekil 3 teki gibi L tipi yapıların analizleriyle atanmıştır. Katı ve kiriş sonlu elemanlar kullanarak sonlu eleman analizi sonuçları elde edilmiştir. Yapı O noktasında sabitlenerek ve ilk iki titreşim biçimi için doğal frekanslar ve statik yükler altında B noktasındaki uç nokta çökmesi karşılaştırılmıştır. Konektörün kesit özellikleri, kiriş sonlu eleman sonuçları katı sonlu eleman sonuçlarıyla eşleşinceye kadar iterasyon yapılarak bulunmuştur. Eşdeğer bir konektör kirişi için ρ değeri, gerçek konektörün kütlesi ile eşdeğer kirişin kütlesi aynı olacak şekilde atanmıştır.

TS-1A' nın kiriş sonlu eleman modeli için çizgiler Şekil 4' te görülmektedir. Sistemin çizgi modeli üzerinde bir noktanın konumu, $\mathbf{R}_A = [x_A, y_A, z_A]$ ile tanımlanmakta ve burada $x_A$, $y_A$, ve $z_A$ global kartezyen koordinatları göstermektedir. O global orijindir. Sonuçlar için kullanılan noktaların konumları şekilde verilmiştir. Bu noktalar uyarı veya sensör noktası olarak kullanılmıştır.




Şekil 4. TS-1A' nın çizgi modeli.

ANSYS ile yapılan kiriş sonlu elemanlar analizlerinde kirişler için BEAM44 elemanları kullanılmıştır. BEAM44 tek eksenli; gerilme, basınç, burulma ve eğilme yeteneklerine sahip bir elemandır. Bu eleman her bir düğüm noktasında x,y ve z doğrultularında 3 adet öteleme ve x, y ve z etrafında 3 adet dönme olmak üzere toplam 6 serbestlik derecesine sahiptir. Bu eleman her bir ucunda simetrik olmayan geometriye ve kirişin merkez ekseninden ötelenmeye izin verir. Bu elemanla ilgili detaylı bilgi [2] numaralı referansta verilmektedir. Bir kiriş elemanı I ve J noktalarında düğüm noktalarına sahip olsun. Bir elemanın I noktasındaki kesiti şematik olarak Şekil 5' te görülmektedir.




Şekil 5. Kiriş elemanın I noktasındaki kesiti.

Şekilde x ve y düğüm koordinatlarıdır. G alan ağırlık merkezidir. S kesme merkezidir. Sonlu eleman analizi için kesitin geometrik özellikleri $\mathbf{p}_s = [A,I_{Gx},I_{Gy},I_{Gz},S_{dx},S_{dy},y_T,y_B,x_L, x_R]$ve $\mathbf{q}_G=[x_G,y_G]$ ile verilmiştir. Burada, A alandır ($cm^2$), $I_{Gx}$ x ekseni etrafında G noktasından geçen eksene karşılık gelen alan atalet momentidir. $I_{Gy}$ y ekseni etrafında G noktasından geçen eksene karşılık gelen alan atalet momentidir. $I_{Gz}$ z ekseni etrafında G noktasından geçen eksene karşılık gelen alan atalet momentidir. Eğer $I_{Gz}=I_{Gx}+I_{Gy}$ ise $I_{Gz}$ polar atalet momentine eşittir. Eğer $I_{Gz}=I_{Gt}$ ise $I_{Gz}$ burulma atalet momentine eşittir. Aksi belirtilmedikçe, alan atalet momentlerinin birimi $cm^4$ tür. $S_{dx}$ ve $S_{dy}$ kayma katsayılarıdır. T, B, L, R kesitte G noktasına en uzak noktalardır. $x_G$ and $y_G$, G noktasının düğüm noktası koordinatlarıdır. Eğer düğüm noktası orijini ile kesitin alan ağırlık merkezi arasında herhangi bir öteleme yoksa $\mathbf{q}_G=[0,0]$ dır. Aksi belirtilmedikçe, öteleme olmadığı kabul edilmiştir.

Kirişlerin geometrik özellikleri Tablo 4' te verilmiştir. Kirişlerin kesit özellikleri, kesit dosyalarının ANSYS içerisine aktarılmasıyla bulunmuştur.

Tablo 3. Kirişlerin geometrik özellikleri

| Kiriş | $p_s$ |
|---|---|
| s90x90 | [38.9,301.9,301.9,152.9,3.25,3.25,45,45,45,45] |
| s90x90L | [23.56,211.1,211.1,105.4,5.27,5.27,45,45,45,45] |
| s45x45L | [5.7,11,11,1.7,4.24,4.22,22.5,22.5,22.5,22.5] |
| s90x45L | [11.29,23.6,81.9,12.9,4.47,3.25,3.25,22.5,22.5,45,45] |
| s30x30 | [3.2,2.8,2.8,.3,3.34,3.34,3.34,15,15,15,15] |
| cn90 | [3,5.85,7.5,24.21,2.49,1.89,43,43,43,43] |
| cn45 | [1.23,0.87,1.15,1.42,2.12,2.12,11,11,11,11] |
| cn30 | [3.2,2.8,2.8,0.3,3.34,3.34,3.34,15,15,15,15] |

## 3. MODELLEME YAZILIMI

Doğrusal hareket sistemlerini modellemek için VisualBASIC ile bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Kullanıcılar doğrusal hareket sistemleri için bir veri tabanı dosyası oluşturur. Bu veri tabanı yapının sonlu eleman analizi için şu gibi bilgileri içerir: Kiriş ve konektör hakkında Tablo 3' teki gibi listelenen bilgiler; sınır koşulları ve sonlu eleman ağ örgüsü boyutu hakkında bilgi; kesitlerin geometrik özellikleri ve malzeme özellikleri hakkında bilgi. Geliştirilen programda yer alan işlemler Tablo 5' te listelenmiştir. İşlemler, ilgili butonlara basılarak gerçekleştirilmektedir. Bu işlemler Solidworks' ün uygulama programlama arayüzü (API) yetenekleri ve girdi veri tabanı kullanılarak gerçekleştirilmektedir.

Tablo 4. Modelleme yazılımı işlemlerinin listesi.

| Buton etiketi | İşlem |
|---|---|
| Create solid models of beams | Solidworks içinde, kesit dosyalarını içe aktarma, kiriş çizgileri doğrultuları boyunca ekstrüzyon işlemi ve etiketlere göre isim vererek dosyanın kayıt işlemi. |
| Insert beams | Solidworks içinde, montaj dosyasına kirişleri aktarma işlemi. |
| Locate beams | Montaj dosyasında kirişleri yerleştirme işlemi. |
| Create connectors | Solidworks içinde, konektör dosyalarını etiketlerdeki isimlerine göre oluşturma işlemi. |
| Insert connectors | Montaj dosyasına konektörleri aktarma işlemi. |
| Locate connectors | Montaj dosyasında konektörleri yerleştirme işlemi. |
| SW-line-area model | Çizgi modelinin Solidworks içinde görüntülenmesi işlemi. |
| ANSYS model | ANSYS modelinin oluşturulması işlemi. |

## 4. ÖLÇÜM SİSTEMİ

Deneysel sonuçları elde etmek için kullanılan ölçüm sistemi Şekil 6' da görülmektedir.




Şekil 6. Ölçüm sistemi

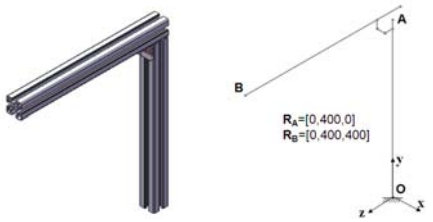
Kablosuz titreşim sensörü üç eksenli MicroStrain marka G-Link modeli ivmemetredir (İvme ölçüm aralığı): ± 10g, 47 g, 58 mm x 43 mm x 26 mm). Baz istasyonu MicroStrain marka Gateway WSDA-Base-104 modelidir. Baz istasyonuyla alınan veri bilgisayara USB aracılığıyla iletilmekte ve Node Commander yazılımıyla

kaydedilmektedir. Örnekleme frekansı 2048 Hz dir. Yapı çekiç darbesiyle uyarılmıştır. x, y ve z yönlerindeki kaydedilen sinyallerin Fast Fourier Transform' u (FFT) MatLAB' da alınmış ve doğal frekansları belirlemek için tepe seçme yöntemi kullanılmıştır.

## 5. SONUÇLAR

### 5.1. L-Çerçeve (LF-45)

Şekil 7' de görülen bir basit çerçeve (LF-45) ele alınmıştır.




(a) (b)

Şekil 7. L-çerçeve (LF-45) (a) Simülasyon için katı model (b) çizgi modeli.

LF-45 için veri tabanı Tablo 6' da verilmiştir.

Tablo 5. L-çerçeve için veri tabanı (LF-45)

| Etiket | Dosya ismi | $L_b$ | $q_L$ |
|---|---|---|---|
| b01 | s45x45 | 450 | [0,0,0,-90,0,0] |
| b02 | s45x45 | 450 | [0,472.5,-22.5,-0,0,0] |
| c01 | cn45 | - | [0,450,22.5,90,0,0] |

Sonlu eleman sonuçlarını elde etmek için kullanılan bilgisayarların özellikleri Tablo 7' de verilmiştir. Tip-1 bilgisayar için çözüm süresi (s) $t_1$, Tip-2 bilgisayar için çözüm süresi (s) $t_2$, sonlu eleman analizindeki düğüm noktası sayısı $n_d$ olarak tanımlanmış ve bu değerler $\mathbf{s}_p=[t_1,t_2,n_d]$ ile verilmiştir.

Tablo 6. Bilgisayarların özellikleri

| Bilgisayar | Özellikleri |
|---|---|
| Tip-1 | WORKSTATION Intel Xeon X5687 3.6 GHz, 24 GB RAM, 64 Bit Win7 Operating System |
| Tip-2 | AMD PHENOM II X4 955- 3.2 GHz, 8GB RAM, 64 Bit Win7 Operating System |

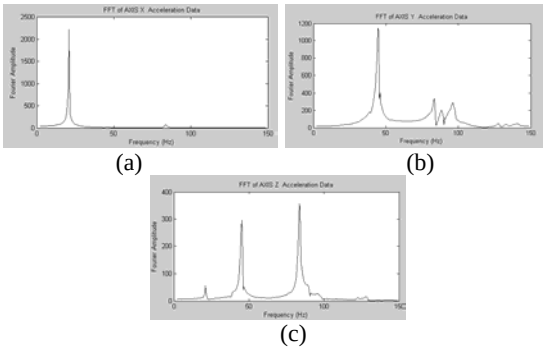
Modal analiz sonuçları Tablo 8' de verilmiştir. $f_{ty}$, $f_{bx}$, $f_{bz}$ sırasıyla y ekseni etrafında burulma (Mode-ty) titreşim biçimine karşılık gelen, x ekseni etrafında eğilme (Mode-bx) titreşim biçimine karşılık gelen, z ekseni etrafında eğilme (Mode-bz) titreşim biçimine karşılık gelen doğal frekanslardır. Bir ölçüm için geometrik parametreler hakkındaki bilgi örnek olarak $\mathbf{p}_g$ = [z, A, B] gibi verilmiştir. Burada z uyarının yönü ve sinyal bileşenidir, A uyarı noktası, B ise sensör noktasıdır. Uyarı bir darbedir.

Tablo 7. LF-45 için doğal frekanslar.

| | | $f_{ty}$ (Mode-ty) Hz | $f_{bx}$ (Mode-bx) Hz | $f_{bz}$ (Mode-bz) Hz |
|---|---|---|---|---|
| Simülasyon | Katı Sonlu elemanlar $s_p$=[38,52,103399] | 22.53 | 50.54 | 113.27 |
| | Kiriş sonlu elemanlar ($I_{Gz}=I_{Gx}+I_{Gy}$) $s_p$=[<1,<1,3909] | 50.08[a] | 54.51 | 128.65 |
| | Kiriş sonlu elemanlar ($I_{Gz}=J_{Gt}$) $s_p$=[<1,<1,3909] | 21.35 | 54.51 | 111.28 |
| Deney | | 20.99 $p_g$=[x, B, B] | 44.56 $p_g$=[z, A, B] | 83.48 $p_g$=[x, A, B] |

[a] *Titreşim biçimi y ekseni etrafında burulmadan farklıdır.*

Tablo 8' deki deneysel sonuçlar için sinyal bileşenlerinin FFT' u Şekil 8' de verilmiştir.



(a) (b)

(c)

Şekil 8. Tablo 8' deki deneysel sonuçlar için sinyal bileşenlerinin FFT' u (a) Mode-ty, (b) Mode-bx, (c) Mode-bz

Uyarı noktası, yönü, ve sensör bileşeni belirlenmek istenen titreşim biçimi uyarılacak şekilde seçilmiştir. FFT' unun genliğinin en fazla olduğu değer deneysel doğal frekansı verir.

Polar atalet momenti kullanılması durumunda Mode-ty için simülasyon sonuçlarının deneysel sonuçlardan oldukça farklı olduğu Tablo 8' den gözlenmektedir. Burulma atalet momentinin kullanımı simülasyon ve deneysel sonuçların eşleşmesi

için önemlidir. Deneysel değerlerin simülasyon sonuçlarından daha küçük olduğu görülmüştür. Bunun sebebinin sınır koşullarının tam olarak simülasyonda sağlanamaması olduğu düşünülmektedir.

### 5.2. Alüminyum Yapı TS-1A

TS-1A için sonuçlar bu bölümde verilmiştir. Şekil 1' de görülen TS-1A için veri tabanı Tablo 3' te verilmektedir.

Tablo 8. TS-1A için doğal frekanslar.

| | | $f_{bx}$ (Mode-bx) | $f_{bz}$ (Mode-bz) | $f_{ty}$ (Mode-ty) |
|---|---|---|---|---|
| Simülasyon | Kiriş sonlu elemanlar ($l_{Gz}$=$J_{Gl}$) $s_p$=[15,19,149317] | 31.52 | 40.34 | 58.06 |
| Deney | | 30.74 $p_g$=[z, A, C] | 39.42 $p_g$=[x, B, C] | 56.35 $p_g$=[x, A, C] |

Tablo 9' da verilen simülasyon sonuçları, Mode-bx, Mode-bz, ve Mode-ty' nin sırasıyla 31.52, 40.34 ve 58.06 Hz de doğal frekansların olduğunu göstermektedir.

Tablo 9' da verilen deney sonuçları, Mode-bx, Mode-bz, ve Mode-ty' nin sırasıyla 30.74, 39.42 ve 56.35 Hz de doğal frekansların olduğunu göstermektedir.

Bu sonuçlara bakıldığında deney ve simülasyon sonuçlarının uyumlu olduğu görülmektedir.

## 6. SONUÇLAR

Bu çalışmada, doğrusal hareket sistemlerinde kullanılan alüminyum profilli bir yapının sonlu elemanlar analizi ele alınmıştır. Alüminyum profillerin karmaşık kesit şekillerine sahip olmalarından dolayı katı sonlu elemanlarla analizinin mümkün olmadığı gözlenmiştir. Analizde kiriş sonlu elemanlar kullanılmıştır. Bir yapı için bir veri tabanı oluşturulmuştur. Bu veri tabanı kirişler ve konektörler ile bilgileri içerir. ANSYS' de kullanılan yapının sonlu eleman modelini, bu veri tabanına göre otomatik olarak oluşturan bir VisualBASIC programı geliştirilmiştir. Program ayrıca, aynı veri tabanını kullanarak SolidWorks içinde katı model veya çizgi model oluşturabilmektedir. SolidWorks modeli görsel olarak değerlendirmek için kullanılmaktadır. Analiz sonuçlarını elde etmek için ANSYS' in çözücüsü ve analiz sonrası işlem ara yüzü kullanılmaktadır. ANSYS' de BEAM44 sonlu elemanı kullanılmıştır. Konektörleri kirişlerle modellemek için kabuller yapılmıştır. Bir yapı için simülasyon ve deneysel sonuçlar verilmiştir. Sonuçlar, bu çalışmadaki yaklaşımın, birçok uygulamada kullanılan alüminyum profilli yapıların tasarımında kullanılabileceğini göstermektedir.

## 5. TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Türkiye Bilimsel ve Teknik Araştırma Kurumu' nun desteğiyle (Proje No:110M131) yapılmıştır. Desteklerinden dolayı TÜBİTAK' a teşekkür ederiz.

## 6. KAYNAKLAR

[1] Rao, S.S., Mechanical Vibrations, 3rd Edition, Addison-Wesley Publishing Company, 1995.

[2] Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications, ANSYS Release12.1, 2009, World Wide Web site, http://www1.ansys.com/customer/ content/documentation/121/ans_thry.pdfs

[3] Akdağ, M., Karagülle, H., Malgaca, L., "An Integrated Approach for Simulation of Mechatronic Systems Applied to a Hexapod Robot", Mathematics and Computers in Simulation, 82 (2012) 818-835.

[4] Zaeh,M., Siedl,D., "A New Method for Simulation of Machining Performance by Integrating Finite Element and Multi-body Simulation for Machine Tools", Annals of the CIRP 56 (2007) 383-386.

[5] Wu,J.J., "Finite element modeling and experimental modal testing of a three dimensional framework", International Journal of Mechanical Sciences 46 (2004) 1245–1266.

[6] Guan,Y., Ren,L., Sun, J., Mu,D., "Analysis and Optimization of Crossbeam of Gantry Machining Center", 2nd International Conference on Information Engineering and Computer Science (ICIECS), 2010.

[7] Bamberg, E., “Principles of Rapid Machine Design”, Ph.D. Thesis (2000). Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology.

[8] Bais, R.S., Gupta, A.K., Nakra, B.C., Kundra, T.K., “Studies in dynamic design of drilling machine using updated finite element models”, Mechanism and Machine Theory, (2004) 39 (12), 1307-1320.

[9] Huang, D.T.Y, Lee, J.J., “On obtaining machine tool stiffness by CAE” , International Journal of Machine Tools & Manufacture, (2001) 41 (8), 1149-1163.

[10] VisualBASIC 6.0, www.microsoft.com (27.04.2012).

[11] Solidworks Premium Package-2007 (SolidWorks + CosmosMotion + CosmosWorks), Solidworks Corporation, World Wide Web site, www.solidworks.com.

# DÜZ DİŞLİ ÇARKLARDA HATA TEŞHİSİNDE İSTATİSTİKSEL PROSES KONTROL YÖNTEMİNİN KULLANILABİLİRLİĞİ

Sinan Maraş[*] ve Hakan Arslan[**]

(*) Bayburt Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Dede Korkut Kampüsü, 69000 Bayburt, Tel: 0458 2111153-3208
(**) Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 71450 Yahşihan, Kırıkkale, Tel: 0318 3574242-1051
smaras@bayburt.edu.tr, arslan@kku.edu.tr

## ÖZET

Dişli çarklar güç ve hareket iletimi için endüstrinin her alanında, değişik ortam ve koşullarda kullanılan makine elemanlarıdır. Makinelerin bu önemli elemanlarının zorlayıcı şartlar altında çalışması sonucu, hasarlar meydana gelmekte ve daha büyük olumsuzlukları önleyebilmek için bu hasarların bilinmesi ve oluşum nedenlerinin tespit edilmesi gerekmektedir. Titreşim, makinelerin içyapısında oluşan olayları en iyi yansıtan parametrelerden biridir. Bu yüzden günümüzde dişlilerde hata tespiti, titreşim ölçümü ve analizi ile gerçekleştirilmektedir. Titreşim analiz sonuçları sinyal işleme, yapay zeka, istatistiksel analiz yöntemleriyle işlenerek dişli hata tespiti yapılmaktadır. Bu çalışmada amaç, istatistiksel proses kontrol yönteminin düz dişli çarklarda hata tespitinde kullanılabilirliğini ortaya koymaktır. Bu yöntemde sağlam dişlilerden alınan titreşim verilerinin ortalama ve standart sapma değerleri kullanılarak alt ve üst kontrol sınırları belirlenmektedir. Süreç içerisinde dişlilerden alınan titreşim verileriyle oluşturulan kalite kontrol grafiklerinde verilerin bu sınırların dışında çıkması veya belirli bir eğilim izlemesi sonucu düz dişlide hata tespiti yapılabilmektedir.

**Anahtar Sözcükler:** Düz dişli çarklar, dişli arızaları, arıza tespiti, istatistiksel proses kontrol

# AVAILABILITY OF STATISTICAL PROCESS CONTROL METHOD FOR FAULT DIAGNOSIS IN SPUR GEARS

## ABSTRACT

Gears are machine elements used extensively in many areas of industry to transmit power and motion. Damage occurs due to working under compulsive conditions and effective gear fault detection is crucial to prevent greater drawbacks and economic losses. Vibration analysis is one of the most important methods that given idea about the possible damages which occur at structural elements of machines. As a result; nowadays gear fault diagnosis is carried out based on the vibration measurement and analysis. Gear fault detection is performed by analyzing of the vibration test results using signal processing, artificial intelligence and statistical analysis methods. The objective of this study is determination of the availability of statistical process control method in the spur gear fault detection. In this method, upper and lower control limits are determined by using mean and standard deviation values of vibration data of un-deformed gear. If data points obtained from gear vibration test fall outside of upper and lower limits or follow a specific order, it indicates that it is statistically likely there is a problem with the process. Thus, fault detection can be performed in spur gears.

**Keywords:** Spur gears, gear faults, fault diagnosis, statistical process control

## 1. GİRİŞ

Dişli çarklar hemen hemen her makinede, miller arasında hareket ve mekanik güç iletimini sağlamak amacıyla endüstrinin her alanında kullanılmaktadır.

Makinelerin bu önemli elemanlarında aşınma, yorulma, kırılma şeklinde hasarlar meydana geldiği zaman makinelerde istenmeyen, ani durdurmalar gerçekleşmekte ve bu durum zamanla daha büyük arızalara yol açmaktadır. Sonuç olarak zaman, maliyet, ürün kalitesi, süreç güvenirliği bakımından olumsuzluklara neden olmaktadır. Böyle bir durumda, dişli çarklardaki hataların erken teşhisi büyük bir önem kazanmaktadır [1].

Makina durum izleme teknikleri hayati hasarları önleyici en etkin ve optimum maliyetli bir yaklaşım olarak uzun zamandır kullanılmaktadır. Bu özelliğinden dolayı titreşim analizi, yağ analizi, sıcaklık analizi, akıntı ve sızıntı kontrolü, basınç kontrolü, akustik emisyon ve gürültü analizi durum izleme teknikleri olarak dişli çark hata tespitinde kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden titreşim analizi, makinelerin içyapısında oluşan olayları en iyi yansıtan parametrelerden biri olduğu için günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Dişlilerde hata tespiti, titreşim ölçümü ve analizi ile gerçekleştirilmektedir. Elde edilen titreşim analiz sonuçları sinyal işleme, yapay zeka, istatistiksel analiz yöntemleriyle işlenerek dişlilerde hata tespiti yapılmaktadır.

Sinyal işleme yönteminde, sağlam durumdaki dişlilerden alınan titreşim verileri genlik-zaman grafiklerinde kaydedilerek dişliler çalıştırılmakta ve zaman içerisinde hata frekanslarının genlik-zaman grafiklerinde oluşması ve sağlam durumda alınan titreşim bilgileriyle karşılaştırılması ile dişli hata tespiti yapılmaktadır.

Yapay zeka yönteminde, sağlam durumdaki bir dişlinin standartlara uygun olarak gösterebileceği çalışma koşullarını, titreşim verilerini bilgisayar ortamına aktarmak için grafik kullanıcı ara yüzlü bir yazılım kullanılmaktadır. Bu çalışma şartları yazılıma eklenerek titreşim verilerindeki değişimin izlenmesi ile herhangi bir arıza oluştuğu takdirde yazılım hata vererek kullanıcı uyarmakta ve ne tür bir arıza olduğu muhtemel nedenleriyle belirtilmektedir.

İstatistiksel analiz yönteminde sağlam dişlilerden alınan titreşim verilerinin ortalama ve standart sapma değerleri kullanılarak alt ve üst kontrol sınırları belirlenmektedir. Süreç içerisinde dişlilerden alınan titreşim verileriyle oluşturulan kalite kontrol grafiklerinde verilerin bu sınırların dışında çıkması veya belirli bir eğilim izlemesi sonucu dişlide hata tespiti yapılabilmektedir.

### 1.1. Literatür Özetleri

Dişli hata tespitinde titreşim verilerinin istatistiksel analiz yöntemlerinde kullanılması ile ilgili uygulamaları görmek mümkündür. Bu çalışmalardan bazılarını özetlemek gerekirse:

Andrade vd., Kolmogorov-Simirnov testi ile yük altındaki düz dişlilerin normal, hatalı, aşınmış, çatlak ilerlemesi gibi durumlarını tespit etmişlerdir[2]. Baydar vd., çok değişkenli istatistiksel yöntemlerden Temel Bileşenler Analizini kullanarak helisel dişlilerdeki diş kusurlarının tespitini gerçekleştirmişlerdir[3]. Birgören ve Koçer, istatistiksel proses kontrol çizelgelerinde hata teşhisinde geleneksel tek değişkenli kontrol çizelgeleri, yapay sinir ağı uygulamaları ve çok değişkenli kontrol çizelgelerinin kullanılabilirliğini ortaya koymuşlardır[4]. Zhan ve Mechefske, dişli kutusundaki dişli arızalarının tespiti için değişen yük koşulları altında zamanla değişen özbağlanımlı modeli kurmuş ve dişli durumunun bir ölçüsü olarak K-S goodness-of-fit test istatistiğini uygulamışlardır [5]. Zhan vd., sağlam bir dişlinin hata tespiti için değişik yük koşullarında çalıştırılması sonucu Kolmogorov-Smirnov testi ile istatistiksel olarak analizini gerçekleştirmişlerdir [6]. Wang vd., faz ve genlik modülasyonu, beta basıklık ve dalga dönüşümü tekniklerinin hassasiyet ve güvenilirliklerini incelemişlerdir. Bunun için deneylerinde sağlam, aşınmış, çatlak ve kırık dişlileri kullanmışlardır [7]. Djeddou and Zegadi, geliştirdikleri iki istatistiksel metodun, küçük adımlı dişli çiftlerin güvenilirlik ve yaşam süresi tahmininde önemli bir uyum gösterdiğini tespit etmişlerdir [8]. Raad vd., istatistik değerleri bazı genel değişkenler

açısından periyodik olarak değişen titreşim sinyallerinin sınıflandırılması için periyodikliğin yeni ve basit göstergeleri üzerinde çalışmışlardır. Dişli hata teşhisi için bu göstergelerin nasıl kullanılacağını yaptıkları uygulamalarla göstermişlerdir [9]. Yimin vd., dişli durum izlenmesinde, değişik yük koşullarında elde edilen titreşim verilerine Kolmogorov-Smirnov testini uygulamışlardır [10].

## 2. MAKİNE PERFORMANSLARININ İZLENMESİ VE HATA TEŞHİS YÖNTEMLERİ

Makinelerin çalışma şartlarının ve performanslarının izlenmesi için çeşitli parametrelerden faydalanılmaktadır. Bu parametreler;
1. Sıcaklık, 2. Yağ Analizi, 3. Akıntı ve Sızıntılar, 4. Basınç, 5. Gürültü, 6. Titreşim olup, bunların izlenmesi ile makine performansı hakkında objektif değerlendirme yapılabilmektedir [11].

### 2.1. Sıcaklık Kontrolü

Makine üzerinde önceden belirlenen kritik noktalarda örneğin yataklar üzerinde yağ sıcaklığı ya da soğutma suyu sıcaklıklarından alınan ölçümlerin, başlangıçta normal çalışma şartlarında yapılan ölçümlerden alınan referans sinyallerinin karşılaştırılmasına dayanmaktadır.

### 2.2. Yağ Analizi

Yağ ve filtre kontrolü ile makinelerde oluşan hasarlar tespit edilebilmektedir. Yağ içinde metalden dökülen parçacıkların miktarı ve tane büyüklüğünün analizi, yağın renginin koyuluğu, su karışık olması, köpüklenmesi makinelerin çalışma şartları hakkında bilgi vermektedir.

### 2.3. Akıntı ve Sızıntıların Kontrolü

Makinelerde akıntı sebebiyle oluşan basınç düşmelerinin oluşturduğu yüksek frekanslı ses sinyallerinin ultrasonik cihazlarla tespit edilerek akıntı ve sızıntıların kontrolü mümkündür.

### 2.4. Basınç Kontrolü

Makinelerin çeşitli yerlerine yerleştirilen manometre vb. türde analog ya da dijital okuyucularla yağ, hava, soğutma suyu gibi akışkanların basınç ölçümleri ile makinelerin çalışma performansı ölçülebilmektedir[11].

### 2.5. Gürültü Kontrolü

Makine ve elemanlarında oluşan titreşimlerden doğan gürültü sinyallerinin frekansları ölçülüp, analiz edilmesi ve normal çalışma şartlarındaki değerlerle karşılaştırılmasıyla makinelerde oluşan hasar türlerini belirleyebilmek mümkündür.

### 2.6. Titreşim Kontrolü

Titreşim, makinelerin içyapısında oluşan olayları en iyi yansıtan parametre olduğu için günümüzde kestirimci bakım, titreşim ölçümü ve analizi ile gerçekleştirilmektedir [12]. Bu yöntemde öncelikle yatak gibi makine elemanlarının üzerine yerleştirilen sensörler vasıtasıyla makinelerin ilk çalışma şartlarındaki titreşim ölçümleri veri toplama cihazı ile alınmakta ve titreşim ölçümleri dijital analog çevirici ile bilgisayara kaydedilmektedir. Böylelikle referans titreşim ölçümleri belirlenmektedir. Makinelerdeki titreşim seviyesi periyodik veya sürekli olarak ölçülerek bilgisayar programları vasıtasıyla dalgaform (genlik-zaman) ve spektrum (genlik-frekans) grafikleri ile takip edilmektedir. Makine elemanlarında arıza oluşmaya başladığı zaman artan titreşim genlikleri, referans ölçümlerle karşılaştırılarak ölçülen titreşim değerlerinde olup olmadığının, varsa şiddetinin kabul edilebilirlik sınırları içinde kalıp kalmadığının analizi ile makinelerde oluşan arızaların tehlikeli bir hal almadan önce belirlenmesi mümkün olmaktadır. Dişli çarklarda frekans analizi ile hata tespiti yapılırken dişli hatalarının (aşınma, dengesizlik, gevşeklik, kırılma v.b.) hata türüne özgün belirgin titreşimleri oluşmaktadır. Bu sebeple diğer makine elemanlarında olduğu gibi dişli hataları da titreşim analizi ile DKF, DKF ’nin yan bantları ve yan bantların aralıkları yorumlanarak hangi dişte arıza oluştuğu belirlenebilmektedir.

Tablo 1. Dişli Hataları ve Spektrum Grafiğindeki Frekans Değerleri

| HATA TİPİ | HATA SONUCU OLUŞAN FREKANSLAR |
|---|---|
| Mükemmel Dişli | Dişli Kavrama Frekansı (DKF) ve harmonikleri |
| Dişteki aşınma ve boşluk | DKF ile onun yan bantları |
| Milin eksantrikliği (dağınık hata) | DKF' ye yakın yüksek genliğe sahip yan bantlar ve harmonikler |
| Çatlak diş (bölgesel hata) | Spektrum grafiğinde geniş alana yayılan yan bantlar |
| Boşluk ya da millerin paralel olmayışı (motordan gelen kaplin ile sisteme ait milin paralel olmayışı) | DKF' ye yakın yüksek genlikli yan bantlar |
| Aşırı boşluk | DKF ve dişli doğal frekanslar ve frekanslarda 1*Devir sayısı kadar yan bantlara sahip olur. Dişli boşluğu varsa DKF genlikleri genellikle yük arttıkça azalır. |
| Dişli eksen kaçıklığı | Dönme devri ile yan bant oluşturan DKF'nın 2 veya daha yüksek harmonikleri (2, 3, 4 *DKF gibi) görülür. |
| Kırık diş | Dişin 1*Devir sayısı (milin takılı olduğu)'de yüksek genlikler ve dişli doğal frekansı ve yan bantlarında |

## 3. İSTATİSTİKSEL PROSES KONTROL

İstatistiksel proses kontrol, bir ürünün üretim sürecinde (proses) istenilen kalite şartlarının sağlamak, süreç içerisinde ürünlerde hata oluşumunu tespit etmek ve süreci iyileştirmek amacıyla kullanılan istatistiksel yöntemleri içermektedir. İstatistiksel proses kontrol, bir ürünün süreç içerisinde kalite göstergesi olan çap, boy, ağırlık, açı, titreşim genliği gibi değişkenlerin İPK grafiklerinde çizelgelenerek sürecin gözlemlenmesinden ibarettir.

Kontrol çizelgelerinin kullanım amaçları şunlardır;

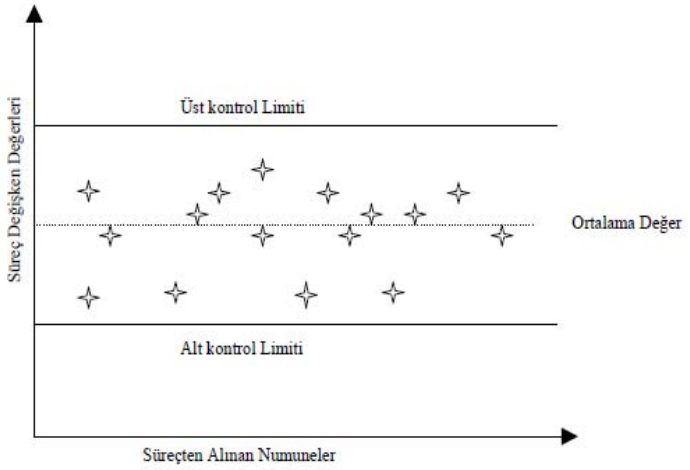
**1.** Mevcut bir sürecin kontrol edilebilirliğinin (yeterliliği) hangi sınırlar içinde olduğunu belirlemek,

**2.** Süreç değişikliklerinin analizini yapmak,

**3.** Bir sürecin istatistiksel olarak kontrol altına alınıp alınamayacağının kontrolü,

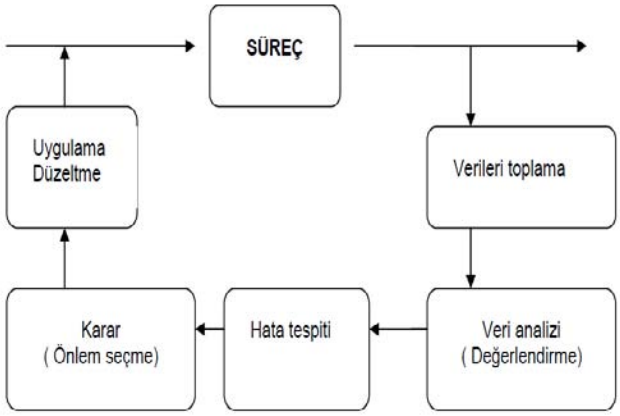
**4.** Kararlı olmayan süreci gözlemek ya da süreçte bir değişiklik olduğunda, erken uyarı sağlamak amacıyla kullanılır.

Bir proses kontrol çizelgesi genel olarak, bir merkezi hat olan proses ortalaması ile bunun altına ve üstüne çizilen alt kontrol ve üst kontrol limitlerinden oluşur. Merkezi hat, karakteristiğin hedef değerini; limitlerle sınırlanmış alan ise müsaade edilen kontrollü alanı gösterir. Süreç devam ettikçe elde edilen değerler çizelgeye işlenir.




Şekil 1. Örnek Süreç Kontrol Grafiği [13]

Çizelgelerde üründen alınan ölçüm değerleri ya da bunlardan üretilen bir istatistik değer kullanılır. Bu değer, kontrol bölgesi olarak adlandırılan bir değer aralığındaysa sürecin kontrol altında olduğu kabul edilir. Değer kontrol bölgesi dışında ise bu durum bir kontrol-dışı sinyal olarak nitelenir ve süreçte hataya yol açan bir özel nedenin (hata kaynağının) etkili olduğuna hükmedilir. Süreç, mümkünse durdurularak, bu neden araştırılır, saptanır ve ortadan kaldırılması için gerekli önlemler alınır[14]. Bu şekilde sürecin istatistiksel özellikleri görsel biçimde sunulmuş olur. Bu işlem süreç esnasında operatörün denetimine kolaylık sağladığı gibi, aynı zamanda çizelge değerlerinin analiziyle sürekli bir proses iyileştirmesine gidilebilir.




Şekil 2. İPK Uygulamasında Kullanılan Klasik Kontrol Sistemi [15]

**Sürecin Kontrol Altında Olduğu Durumlar;**

1. Sınırlar dışında nokta yok,
2. Noktaların çoğu süreç ortalaması civarında,
3. Proses ortalama çizgisinin altında ve üstünde eşit sayıda nokta,
4. Noktalar rasgele sıralanmış yani şüpheli bir davranış yok ise süreç kontrol altında demektir.

**Sürecin Kontrol Dışına Çıktığı Durumlar;**

1. Bir veya daha fazla noktanın kontrol limitleri dışına çıkması,
2. Ard arda 7 noktanın hepsinin merkez çizginin altında ya da üstünde kalması,
3. Ard arda 7 noktanın artan veya azalan eğilim göstermesi,
4. 3σ çizgisi yakınındaki her 3 noktadan 2 sinin 2σ çizgisi dışına taşması,
5. Noktaların periyodik olarak değişim göstermesi.

### 3.1. Ölçülebilir Veriler için Kontrol Grafikleri

Bunlar çap, boy, ağırlık, açı, titreşim genliği, sertlik, uzunluk, hacim gibi alet ve cihaz yardımıyla ölçülebilen ve rakamsal olarak ifade edilebilen özelliklerdir. Bu tip özellikler için süreç ortalamasındaki farklılıkları ölçen $\overline{X}$, değişkenlikteki farklılıkları ölçen R ve süreç standart sapmasını ölçen S grafikleri kullanılmaktadır.

#### 3.1.1. $\overline{X}$ ve R Grafikleri

Örnek hacmi küçükse ($n \leq 10$) ortalama ile birlikte değişkenlik farkı çifti şeklinde uygulanır. Bu uygulama ile hem ortalama hem de değişkenlik bakımından sürecin kontrol altında olup olmadığı incelenebilmektedir.

$\overline{X}$ grafiği süreçteki her bir grubun ortalamaları kullanılarak oluşturulmaktadır. $\overline{\overline{X}}$ ifadesi ise merkez çizgiyi ifade etmektedir ve grup ortalamalarının ortalaması ile bulunmaktadır. R grafiği ise her bir grubun en büyük ve en küçük değerleri arasındaki fark bulunarak oluşturulmaktadır. $\overline{R}$ ifadesi ise

merkez çizgiyi ifade etmektedir ve R değerlerinin ortalaması ile bulunmaktadır. $\overline{X}$ ve R grafiklerinde alt kontrol sınırı ve üst kontrol sınırı bulunurken örnekleme büyüklüğüne göre kontrol grafiklerini düzenlemede kullanılan faktörler standart tablosundan seçilerek belirlenmektedir.

$\overline{X}$ grafiğinde bu değerler ÜKS= $\overline{\overline{X}} + A_2\overline{R}$ ve AKS= $\overline{\overline{X}} - A_2\overline{R}$ şeklindedir. R grafiğinde ise ÜKS= $D_4\overline{R}$ ve AKS= $D_3\overline{R}$ şeklindedir.

### 3.1.2. $\overline{X}$ ve S Grafikleri

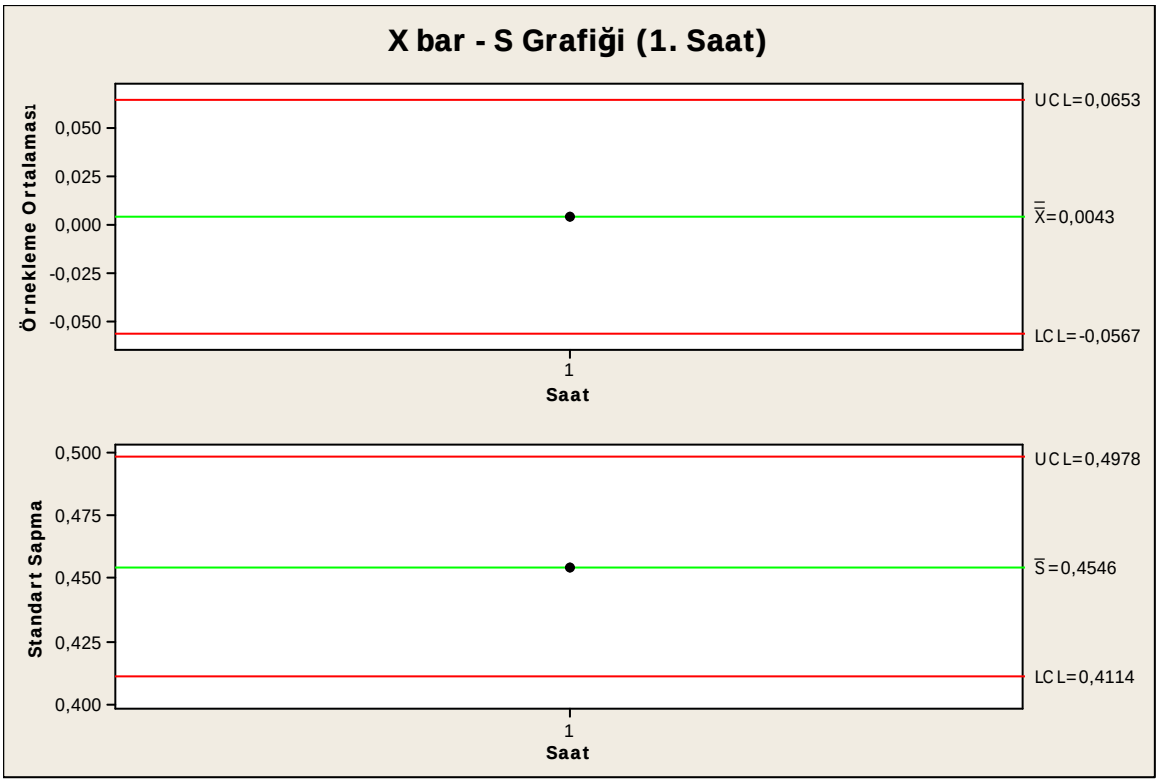
$\overline{X}$ ve R kontrol grafiklerine benzeyen $\overline{X}$ ve S kontrol grafikleri alt grup ortalamaları ve alt grup standart sapmalarını gösteren iki grafikten oluşur. Örnek hacmi n' nin, n>10 veya n>12 gibi orta büyüklükte olması durumunda ve örnek hacminin örnekten örneğe değişkenlik gösterdiği durumlarda $\overline{X}$ ve S kontrol grafikleri alternatifi olan $\overline{X}$ ve R kontrol grafiklerine tercih edilir. $\overline{X}$ -S kontrol grafikleri; çok sayıda örnek hacmi içeren süreçlerde süreç değişkenliğini daha verimli ve etkili bir şekilde göstermektedir. Grafikte S değeri her bir grubun standart sapmasını gösterirken merkezi çizgi değeri $\overline{S}$ ise her grubun standart sapmalarının ortalamasını belirtmektedir. Üst ve alt kontrol sınır değerleri; ÜKS= $\overline{\overline{X}} + A_3\overline{S}$ ve AKS= $\overline{\overline{X}} - A_3\overline{S}$ ifadeleri ile bulunmaktadır.

### 3.2. Ölçülemeyen Veriler için Kontrol Grafikleri

Değişimleri sayısal olarak ölçüm aletleriyle ölçülemeyen, örneklerin kırık, çatlak, bozuk, lekeli, kusurlu v.s. gibi duyu organlarımız aracılığıyla değerlendirilebilen özellikler için kontrol grafikleri oluşturarak üretim sürecini izlemek mümkündür. Bu tür grafiklerin başlıcaları örnekteki kusurlu oranını baz alan p ve örnekteki kusur sayısını baz alan c kontrol grafikleridir.

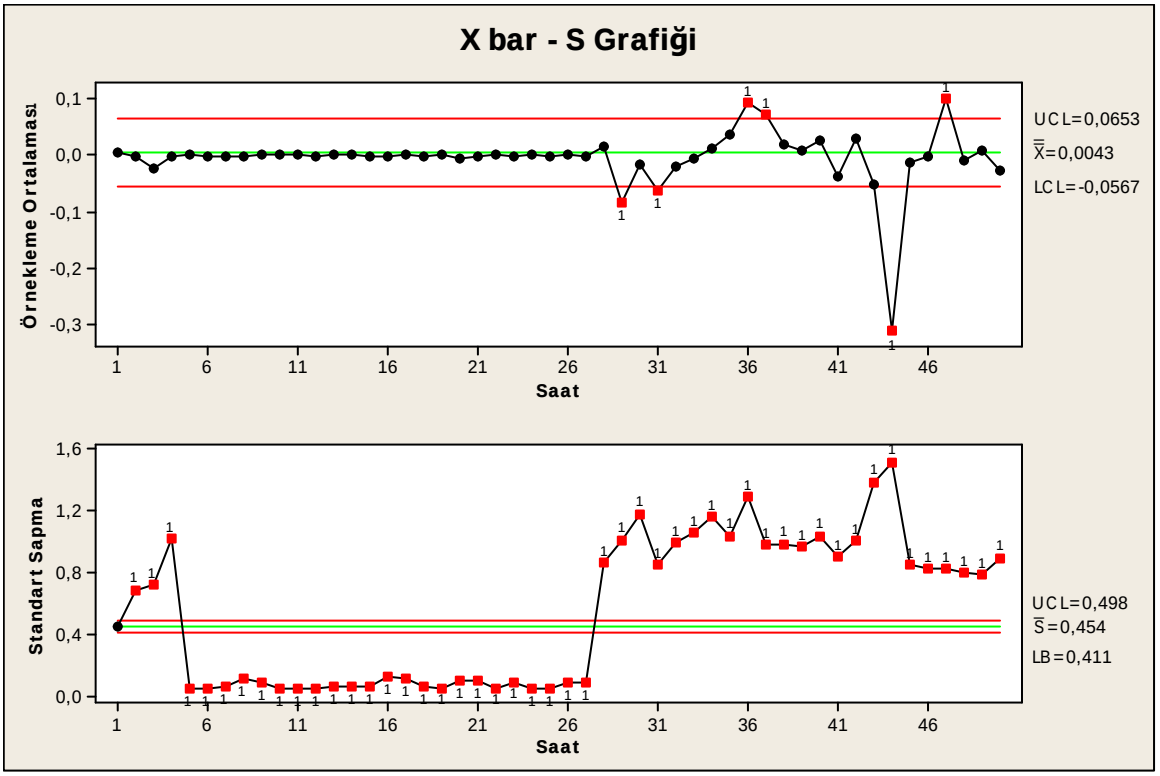
## 4. İPK METODU İLE DÜZ DİŞLİ ÇARKLARDA HATA TESPİTİ

Düz dişlilerdeki hataların sebep olduğu titreşimlerdeki değişimler incelenerek, farklı tipteki diş kusurlarının varlığının ve kusurun tipi istatistiksel proses kontrol metotları ile analiz edilerek tespit edilebilmektedir. Bu yöntemde, dişli test düzenekleri vasıtasıyla elde edilen titreşim genlikleri istatistiksel proses kontrol grafiklerinden süreç ortalamasındaki farklılıkları ölçen $\overline{X}$, değişkenlikteki farklılıkları ölçen R ve süreç standart sapmasını ölçen S grafiklerinde işaretlenmektedir. Alt ve üst kontrol limitleri sağlam dişlilerden alınan titreşim verilerinin ortalama ve standart sapma değerleri kullanılarak belirlenmektedir. Titreşimlerdeki bu değişimler, MINITAB programı ile belirlenen örnekleme hacmine göre $\overline{X}$ ve S grafiklerinde analiz edilmektedir. Deney verilerinin süreç içerisinde rasgele davranış gösterip göstermediği, kontrol sınırları arasında olup olmadıkları kontrol edilmektedir. Dişliler, uygulanan burulma momentiyle hataya zorlamalı bir şekilde çalıştırılmaları sebebiyle süreç içerisinde aşınmaya maruz kalmakta ve neticesinde titreşim genliklerinde artış görülmektedir. Kontrol grafiklerinde süreç izlenerek bu durum tespit edilmekte ve böylelikle sağlam dişlinin ne zaman aşındığının veya ileri safhalarda kırılma gibi daha büyük hasarların tespiti gerçek zamanlı deneysel çalışma ile grafiksel olarak gösterilebilmektedir.




Şekil 3. Sağlam dişli $\overline{X}$ - S Grafiği (1. saat)

Şekil 3' de birinci saatin sonucunda, sağlam durumdaki bir düz dişliden elde edilen titreşim verilerinin kullanılması ile çizilen X-bar ve S grafiği görülmektedir. Bu grafik sonucunda ortalama değer 0,0043 ve standart sapma değeri 0,4546 olarak bulunmuştur.




Şekil 4. $\overline{X}$ - S Grafiği

Şekil 4’ de sağlam durumdaki dişliden elde edilen ortalama, standart sapma ve kontrol limitleri kullanılarak 50 saatlik bir çalışma sonucu dişli titreşim verilerinin X-bar ve S grafiği görülmektedir. Örnekleme hacmi, her saatten 500 veri alınarak oluşturulmuştur.

Örnekleme ortalaması ve standart sapma grafiklerine beraber bakıldığında ilk 27 saat içerisinde dişli frekansları arasında ortalamadan sapma gibi süreç içerisinde anormal bir davranış görülmemektedir. Standart sapma grafiğinde çalışma başlangıcında 5. saate kadar deney verilerinin kararlı bir yapıya ulaşma sürecinde olduğu anlaşılmaktadır. X-bar grafiğinde 29. saatten itibaren alt kontrol ve üst kontrol sınırlarının ihlali ile beraber noktaların istikrarlı bir şekilde artış ve azalış göstererek bir trend izlediği görülmektedir. Standart sapma grafiğinde bu durum ani bir artış ve anormal davranış olarak rasgele bir eğilim içerisinde olmadığı şeklinde kendisini göstermektedir. X-bar grafiğinde 29, 31, 36, 37, 44 ve 47. saatlerde verilerin kontrol limitlerinin dışına çıkması ve 31. saatten itibaren de noktaların periyodik bir şekilde artış ve azalışlar göstermesi söz konusudur. Bu durumda proseste bir hata oluştuğu anlaşılmaktadır ve hata kaynağının belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için istatistiksel proses kontrol grafikleriyle beraber dişlilerin durumlarının gözlemlenmesi gerekmektedir. Grafiklerden süreç içerisinde sağlam durumdaki dişlide çalışma sonucu en temel hasar olan aşınmanın gerçekleşmeye başladığı anlaşılmaktadır. İlerleyen çalışmalarda dişli yüzeylerindeki bu aşınmalar, diş kökünde maksimum çekme gerilmelerine neden olacaktır ve bu gerilmeler malzemenin mukavemet sınırlarını aşması sonucu yorulma çatlaklarını meydana getirecektir. Çalışma ile beraber bu çatlaklar dişin çark gövdesinden ayrılmasına kadar ilerleyecektir. Bu durum istatistiksel proses kontrol grafiklerinde, titreşim verilerinin giderek artması sonucu kontrol sınırlarının ihlalinin gerçekleşmesi ve rasgele olmayan bir sürecin gözlemlenmesi şeklinde kendini gösterecektir.

## 5. SONUÇ

Bu çalışmada, düz dişlilerde çalışma esnasında kaydedilen titreşimlerdeki değişimler incelenerek, dişlilerde oluşabilecek hasarların istatistiksel proses kontrol metotları ile analiz edilerek tespiti ortaya konulmuştur. Sağlam durumdaki bir dişlide çalışma sonucu oluşabilecek hasarların ne zaman meydana geldiği, gerçek zamanlı deneysel çalışma ve istatistiksel proses kontrol metotları ile analiz edilip, grafiksel olarak gösterilebilmektedir. Arızanın başlangıç aşamasında tespit edilmesi ile gerçek zamanlı çalışan bir erken uyarı sistemi gerçekleştirilebilir. Arızanın ne zaman sistemi işlemez hale getireceğinin hesaplanması ve bu zaman dilimi içerisinde tedbirlerin alınarak, arızanın en az maddi ve zaman kaybıyla aşılması, ekonomik bir katkı sağlayacaktır.

## 6. SEMBOLLER VE KISALTMALAR

| Sembol | Açıklama |
|---|---|
| $\overline{X}$ | Örneklemin ortalaması |
| $\overline{\overline{X}}$ | Grup ortalamalarının ortalaması |
| R | Her grubun en büyük ve en küçük değer farkı |
| $\overline{R}$ | Değer farklarının ortalaması |
| $A_2$ | Kontrol grafiği düzenleme faktörü |
| $A_3$ | Kontrol grafiği düzenleme faktörü |
| $D_3$ | Kontrol grafiği düzenleme faktörü |
| $D_4$ | Kontrol grafiği düzenleme faktörü |
| n | Örneklem sayısı |
| S | Standart sapma |
| $\overline{S}$ | Standart sapmaların ortalaması |
| p | Örnekteki kusurlu ürün oranı |
| c | Örnekteki kusurlu ürün sayısı |

| Kısaltma | Açıklama |
|---|---|
| DKF | Dişli Kavrama Frekansı |
| İPK | İstatistiksel Proses Kontrol |
| AKS | Alt Kontrol Sınırı |
| ÜKS | Üst Kontrol Sınırı |
| X-bar | Ortalama Şeması |
| R | Aralık Şeması |
| S | Standart Sapma Şeması |

## 7. KAYNAKLAR

[1] Maraş, S., Duman, Ö., Arslan, H., Yüzükırmızı, M., "Dişlilerden elde edilen titreşim sinyallerinde istatistiksel proses kontrol uygulaması" 32. Yöneylem Araştırması ve Endüstri Mühendisliği Kongresi, İstanbul, 20-22 Haziran 2012.

[2] Andrade, F. A., Esat, L. L., Badi, M. M., "Gear condition monitoring by a new application of the Kolmogorov-Smirnov test", Journal of Mechanical Engineering Science, Vol:215, pp. 653-661, 2001.

[3] Baydar, N., Chen, Q., Ball, A., Kruger, U. "Detection of incipient tooth defect in helical gears using multivariate statistics", Mechanical Systems and Signal Processing, 15 (2), pp. 303-321, 2001.

[4] Birgören, B. ve Koçer B., "İstatistiksel proses kontrol çizelgelerinde hata teşhisine yönelik yaklaşımlar", G. Ü. Fen Bilimleri Dergisi, 17 (4), pp. 59-69, 2004.

[5] Zhan, Y. M., Mechefske, C.K., "Load-independent condition assessment of gears using Kolmogorov-Smirnov goodness-of-fit test and autoregressıve modeling", Word Congress on Engineering Asset Management, Australia, 11-14 July 2006.

[6] Zhan, Y., Makis, V., Jardine, A. K .S., "Adaptive state detection of gearbox under varying load conditions based on parametric modelling", Mechanical Systems and Signal Processing, 20 (1), pp. 188-221, 2006.

[7] Wang, W. Q., Ismail, F., Golnaraghi, M. F., "Assessment of gear damage monitoring techniques using vibrations measurements", Mechanical Systems and Signal Processing, 15 (5), pp. 905-922, 2001.

[8] Djeddou, F., Zegadi, R., "Practical statistical methods for predicting life reliability of fine pitch gear pairs", Journal of Engineering and Applied Sciences, 2 (3), pp. 494-500, 2007.

[9] Raad, A., Antoni, J., Sidahmed, M., "Indicators of cyclostationarity: Theory and application to gear fault monitoring", Mechanical Systems and Signal Processing, 22 (3), pp. 74–587, 2008.

[10] Yimin, S., Mechefske, C. K., "Gearbox vibration monitoring using extended kalman filters and hypothesis tests", Journal of Sound and Vibration, Vol: 325, pp. 629–648, 2009.

[11] Sipahi, C. V., Dişli çark hata ve hasarlarının titreşim analizi ile belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 1995.

[12] Orhan, S., Rulmanlarla yataklanmış dinamik sistemlerin titreşim analizi ile kestirimci bakımı, Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2002.

[13] Örümlü, M., Üretim sürecinde istatistiksel proses kontrol ve işletme uygulamaları, Yüksek Lisans Tezi, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2006.

[14] Birgören, B., ve Koçer, B., "İstatistiksel proses kontrol çizelgelerinde hata teşhisine yönelik yaklaşımlar", G. Ü. Fen Bilimleri Dergisi, 17 (4), pp. 59-69, 2004.

[15] Çolak, T., İstatistiksel süreç kontrolü ve uygulamalar, Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007.

# TORNALAMADA KESME PARAMETRELERİNİN YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜ ÜZERİNE OLAN ETKİLERİNİN TAGUCHI METODU İLE İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

Süleyman NEŞELİ, Erol TÜRKEŞ

Selçuk Üniversitesi, Teknik Bilimler MYO, 42003, KONYA
Dumlupınar Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina mühendiliği Bölümü, 43100, KÜTAHYA

sneseli@selcuk.edu.tr, eturkes@dpu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada pirinç, bakır ve alüminyum malzemelerin tornalanması esnasında kullanılan kesme parametrelerinin yüzey pürüzlülüğü (*Ra* ve *Rz*) üzerine etkileri ve bu parametrelerin *Ra* ve *Rz* değerlerine bağlı optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Çalışma kapsamında yapılan deneyler, CNC torna tezgâhında kuru kesme şartları altında $L_{27}$ otogonal dizini kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yüzey pürüzlülük değerleri, oluşturulan Taguchi ortogonal deney tasarımına göre yapılan boyuna tornalama operasyonlarından sonra ölçülmüştür. Ölçümlerin doğruluğunu sağlamak amacıyla, yapılan her test için ayrı kesici uçlar kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan malzeme, kesme hızı, ön boşluk açısı, ilerleme ve talaş derinliği parametrelerinin pürüzlülüğe olan etkilerinin araştırılmasında sinyal gürültü (S/N) oranları ve varyans analizi (ANOVA) kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre *Ra* ve *Rz* üzerinde en etkili parametrelerin ön boşluk açısı ve talaş derinliği değerleri olduğu görülmüştür. Buna ilaveten minimum *Ra* ve *Rz* için optimum kesme koşulları tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Taguchi metodu; Tornalama; Yüzey pürüzlülüğü

# THE INVESTIGATION AND OPTIMIZATION OF CUTTING PARAMETERS FOR SURFACE ROUGHNESS IN TURNING BY TAGUCHI METHOD

## ABSTRACT

This paper presents an investigation into the turning of brass, copper and aluminium materials in order to analyze the effects of cutting parameter on the surface roughness (*Ra* and *Rz*) and optimization of these cutting parameters depending on Ra and *Rz* values. Experiments have been conducted under dry cutting conditions using the $L_{27}$ orthogonal array in a CNC turning machine. Surface roughness was measured after longitudinal turning, according to the experimental plan which developed based on the Taguchi orthogonal design. Each experiment carried out a new cutting insert to ensure accurate readings of the surface roughness. The signal-to-noise (S/N) ratio and the analysis of variance (ANOVA) were applied to investigate effects of material, cutting speed, flank angle, feed rate and depth of cut on surface roughness. Results of this study indicate that the flank angle and depth of cut has the most significant effect on *Ra* and *Rz*. Additionally, the optimum cutting conditions for the minimum *Ra* and *Rz* were found at different levels.

**Keywords:** Taguchi methodology; Turning; Surface roughness.

## 1. GİRİŞ

Bir tornalama operasyonunda yüksek kesme performanslarına ulaşılmasını sağlayan en önemli etkenlerden birisi kesme parametrelerinin seçimidir. Tecrübî veya el kitaplarına bakılarak yapılan parametre seçimlerinin en ideal kesme şartlarını oluşturması her zaman beklenemez. Çünkü kullanılan tezgâh, çevresel etkenler, kesici takım seçimi gibi ve daha birçok etken, kesme ortamları ve performansını etkileyecektir.

Malzeme özellikleri, kesici takım cinsi, işleme ve soğutma yöntemi gibi faktörlere bağlı olarak seçilen kesme parametrelerinin etkileri, işparçası üzerinde yüzey pürüzlülüğü, doku farklılıkları ve ölçüsel sapmalar olarak gözlemlenebilir. Yüzey pürüzlülüğü işlenen malzeme yüzeyinde oluşan düzensizlikler olarak tanımlanır [1]. Genelde *Ra* (ortalama pürüzlülük) ve *Rz* (tepe-çukur arası yükseklik) sembolleri ile gösterilir. Özellikle kalite göstergesi olarak tanımlanan yüzey pürüzlülüğü malzemenin, çalıştığı ortam içerisindeki gerilme, ısı, sürtünme ve aşınmaya karşı olan direncini etkilemektedir [2-4]. Ayrıca hızla gelişen havacılık, otomobil ve talaşlı imalat teknolojilerinin oluşturduğu rekabetçi piyasa koşullarına ayak uydurabilmek için kalitenin yani yüzey pürüzlülüğünün daha az maliyetlerle korunması ve hatta iyileştirilmesi bir gerekliliktir [5, 6]. Ancak imalat faktörleri arasındaki kompleks ilişkiler ve pürüzlülük oluşum mekanizmasının karmaşıklığı ideal yüzey pürüzlülüğünün açık/net bir şekilde modellenerek tespitini ve sürecin optimizasyonunu son derece zorlaştırmaktadır. Bu doğrultuda değişik simülasyon, modelleme ve optimizasyon teknikleri günümüze kadar kullanıla gelmiştir[7-11]

Son yıllarda performans karakteristiklerinin (*Ra* ve *Rz*) tahmin edilmesi üzerine yapılan çalışmalarda işleme esnasındaki optimum parametre kombinasyonlarının tespiti üzerine odaklanılmıştır. Nalbant ve ark. [12] AISI 1030 çeliğinin tornalanması operasyonunda ideal yüzey pürüzlülüğü için Taguchi parametre tasarımını kullanarak parametre optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Ucun ve Aslantaş [13] AISI 52100 malzemesinin tornalama işleminde yüzey pürüzlülüğüne kesme parametrelerinin etkilerini araştırmışlardır. Kılıçkap [14] Al-7075 malzemesinin delinmesi sırasında pürüzlülüğün minimize edilebilmesi için Taguchi ve cevap yüzey metotlarını kullanmıştır. Pinar [15] AA5083 alüminyum alaşımlı malzemenin frezelenmesi esnasında meydana gelen yüzey pürüzlülüğü üzerine kesme parametrelerinin etkilerini Taguchi metodu kullanarak araştırmıştır. Kuram ve Özçelik [16] tarafından yapılan çalışmada alüminyum malzemelerin mikro frezelenmesi sırasındaki elde edilen tepkiler Taguchi grey relation analizi kullanarak optimize edilmiştir.

Yapılan literatür çalışmasından anlaşılacağı gibi en ideal pürüzlülük değerlerinin tespiti için talaş kaldırma operasyonlarının optimizasyonunda Taguchi metodunun güvenle kullanılabileceği sonucuna varılabilir. Burada, yapılan daha önceki çalışmalarda genellikle alüminyum ve çelik malzemelerin kullanılması dikkat çekicidir.

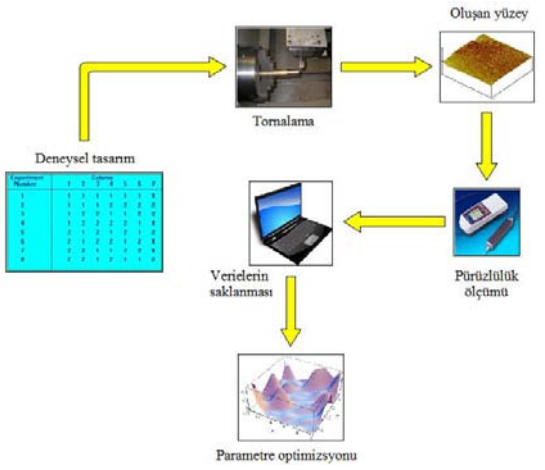
Bu çalışmada endüstride yaygın olarak kullanılan ancak işlenebilirliğine literatürde çok fazla değinilmeyen pirinç, bakır ve literatürle kıyaslama adına Al-6061 gibi malzemelerin tornalanması sonucu oluşan yüzey pürüzlülük değerlerinin parametrelere bağlı optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimum parametre kombinasyonunun tespiti $L_{27}$ deney tasarımına bağlı sinyal gürültü oranları kullanılarak belirlenmiştir. Giriş parametrelerinin (malzeme, kesme hızı, ilerleme oranı ön boşluk açısı ve talaş derinliği) tepkiler (Ra ve Rz) üzerine olan etkileri ise varyans analizi yardımıyla % oranlar şeklinde ifade edilmiştir.

## 2. MATERYAL ve METOT

Bu çalışmada $\phi$40x200 mm ebatlarında bakır (UNS C10100), pirinç (UNS C33200) ve Al-6061-T6 malzemeleri kullanılmıştır. malzemelere ait mekanik ve kimyasal özellikler Tablo 1 2 ile verilmiştir.

| Tablo 1. İşparçası malzemelerinin kimyasal özellikleri (%) * | | | |
|---|---|---|---|
| İçerik | İşparçası malzemesi | | |
| | Pirinç | Bakır | Alüminyum |
| Pb | 0.8-1.4 | --- | --- |
| Fe | Mak. 0.1 | --- | Mak. 0.7 |
| Zn | 34 | --- | Mak. 0.25 |
| Cu | 62.5-66.5 | 100 | 0.15-0.4 |
| Cr | --- | --- | 0.04-0.35 |
| Mg | --- | --- | 0.8-1.2 |
| Mn | --- | --- | Mak. 0.15 |
| Si | --- | --- | 0.4-0.8 |
| * Tabloda bulunan değerler www.matweb.com adresinden alınmıştır. | | | |

Deneysel çalışma Mori Seiki NL 2500 CNC torna tezgâhı kullanılarak kuru kesme şartlarında gerçekleştirilmiştir. Tüm kesme işlemleri için 3, 6, 9 derecelik ön boşluk açılarını oluşturacak Takımsaş tarafından özel olarak imal edilen PCLNR/L-20x20 K12 AA9, PCLNR/L-20x20 K12 AA6 ve PCLNR/L-20x20 takım tutucular kullanılmıştır. Bu tutuculara uygun olarak Böhler firmasına ait CNMG 120404-BF kesici uçlar yardımıyla oluşturulan parametre kombinasyonlarına bağlı kesme işlemleri gerçekleştirilmiştir. Her bir kesme testi için kullanılan kesici uçlar yenisi ile değiştirilerek olası takım aşınmasının sürece etkisi bertaraf edilmiştir. Yüzey pürüzlülük değerleri örnekleme uzunluğu 5 mm ve cut-off uzunluğu 0.8 mm olarak ayarlanmış Mitutoyo SJ-301P taşınabilir ölçüm cihazı kullanılarak elde edilmiştir. Deneysel veri toplama süreci Şekil 1 ile şematik olarak gösterilmiştir.




Şekil 1. Deneysel veri toplama süreci

Deneylerde kullanılan kesme parametreleri ve değerleri kesici takım üretici firmalara ait kataloglardan yararlanılarak tespit edilmiştir. Kullanılan kesme parametreleri ve seviyeleri tablo 2 ile verilmiştir.

| Tablo 2. Deney parametre ve seviyeleri. | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Parametreler | Birim | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 3 |
| Malzeme (A) | | Pirinç | Bakır | Al-6061 |
| Kesme hızı (B) | m/dk | 30 | 60 | 120 |
| Ön boşluk açısı (C) | Derece | 3 | 6 | 9 |
| İlerleme (D) | mm/dev | 0.06 | 0.1 | 0.14 |
| Talaş derinliği (E) | mm | 0.5 | 1 | 1.5 |

## 3. TAGUCHI METODU

Deneysel çalışmaların zorluğunu oluşturan ana unsur, parametre kombinasyonlarını içeren deney tasarımlarıdır. Parametre sayısına bağlı olarak oluşabilecek deneysel sıralamalar son derece kompleks ve gerçekleşmesi uzun zaman gerektiren sonuçlar doğurabilir. Bu durum imalat maliyetlerini artırarak verimliliği düşürür.

Taguchi metodu, ortogonal deney tasarım tekniği sayesinde çok miktarda yapılması öngörülen deney sayısını ciddi oranlarda aşağılara çekmekte ve kontrol dışı faktörlerin (gürültü) etkilerini minimize etmektedir. Bu metodun en büyük avantajı deneysel çalışma sürecinin süresini indirgemesi dolayısıyla maliyetleri düşürmesi ilaveten etkin faktörlerin kısa zaman aralığında ortaya çıkmasını sağlamasıdır [17].

Taguchi tekniğinde kalite karakteristiklerinin en ideal seviyelerinin seçiminde sinyal gürültü oranları (S/N) kullanılır. Üç çeşit amaç fonksiyonu yani S/N oranı vardır: *the larger-the better*, *the smaller-the better* ve *the nominal-the best*. Yapılan bu çalışmada minimum *Ra* ve *Rz* değerlerine ulaşabilmek için *the smaller-the better* fonksiyonu (Eşitlik (1)) kullanılmıştır.

$$S/N = -10\log\frac{1}{n}\sum y^2 \qquad (1)$$

Burada $y$ elde edilen pürüzlülük değerleri, $n$ deney sayısıdır. $L_{27}$ ortogonal dizinine bağlı olarak yapılan 27 adet deney sonucu elde edilen pürüzlülük değerleri Minitab 15 programı aracılığıyla Eşitlik (1) fonksiyonu kullanılarak S/N oranları ve seviyeleri

hesaplanmıştır. Elde edilen değerler Tablo 3. ile verilmiştir.

## 4. DENEYSEL SONUÇLAR ve TARTIŞILMASI

Yapılan bu çalışmada, kesme koşullarının optimum noktasının bulunabilmesi için *the smaller-the beter* kalite karakteristiği amaç fonksiyonu dikkate alınarak S/N oranları tespit edilmiştir (Tablo 3) [18]. Oluşturulan deney tasarımı ortogonal olduğu için her bir parametrenin etkilerini seviyelere paylaştırarak optimum parametre kombinasyonlarının tespiti mümkün olabilmektedir [19]. Örneğin malzeme parametresinin 1., 2. ve 3. Seviyeleri için ortalama S/N oranlarının hesaplanması 1-9, 10-18 ve 19-27 arası deneylerde hesaplanan S/N oranlarının aritmetik ortalaması şeklinde gerçekleştirilir. Parametrelerinin her bir seviyesi için ortalama S/N oranları *Ra* ve *Rz* için ayrı ayrı Tablo 4 ve Tablo 5'te verilmiştir. Bu tablolardaki en büyük değerler arzu edilen *Ra* ve *Rz* değerlerine ulaşılmasındaki en düşük varyans olasılığının bulunduğu parametre seviyelerini göstermektedir.

Tablo 3. Deneysel sonuçlar ve S/N oranları

| **D.N.** | **A** | **B** | **C** | **D** | **E** | ***Ra*** ($\mu$m) | ***Rz*** ($\mu$m) | ***Ra* için S/N** (dB) | ***Ra* için S/N** (dB) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **1** | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1.26 | 10.12 | -2.01 | -20,10 |
| **2** | 1 | 1 | 1 | 1 | 2 | 1.33 | 10.51 | -2.48 | -20,43 |
| **3** | 1 | 1 | 1 | 1 | 3 | 1.39 | 14.96 | -2.86 | -23,50 |
| **4** | 1 | 2 | 3 | 2 | 1 | 1.6 | 6.77 | -4.08 | -16,61 |
| **5** | 1 | 2 | 3 | 2 | 2 | 2.16 | 10.26 | -6.69 | -20,22 |
| **6** | 1 | 2 | 3 | 2 | 3 | 2.63 | 14.06 | -8.40 | -22,96 |
| **7** | 1 | 3 | 2 | 3 | 1 | 2.24 | 11.3 | -7.00 | -21,06 |
| **8** | 1 | 3 | 2 | 3 | 2 | 2.47 | 15.17 | -7.85 | -23,62 |
| **9** | 1 | 3 | 2 | 3 | 3 | 2.64 | 18.92 | -8.43 | -25,54 |
| **10** | 2 | 1 | 2 | 1 | 1 | 3.04 | 8.62 | -9.66 | -18,71 |
| **11** | 2 | 1 | 2 | 1 | 2 | 3.85 | 12.01 | -11.71 | -21,59 |
| **12** | 2 | 1 | 2 | 1 | 3 | 4.53 | 15.64 | -13.12 | -23,88 |
| **13** | 2 | 2 | 1 | 3 | 1 | 0.67 | 5.03 | 3.48 | -14,03 |
| **14** | 2 | 2 | 1 | 3 | 2 | 1.13 | 6.48 | -1.06 | -16,23 |
| **15** | 2 | 2 | 1 | 3 | 3 | 1.55 | 9.89 | -3.81 | -19,90 |
| **16** | 2 | 3 | 3 | 1 | 1 | 1.98 | 11.54 | -5.93 | -21,24 |
| **17** | 2 | 3 | 3 | 1 | 2 | 2.52 | 14.66 | -8.03 | -23,32 |
| **18** | 2 | 3 | 3 | 1 | 3 | 3.13 | 18.79 | -9.91 | -25,48 |
| **19** | 3 | 1 | 3 | 3 | 1 | 1.79 | 10.49 | -5.06 | -20,42 |
| **20** | 3 | 1 | 3 | 3 | 2 | 2.31 | 16.78 | -7.27 | -24,50 |
| **21** | 3 | 1 | 3 | 3 | 3 | 2.85 | 22.09 | -9.10 | -26,88 |
| **22** | 3 | 2 | 2 | 1 | 1 | 2.56 | 14.39 | -8.16 | -23,16 |
| **23** | 3 | 2 | 2 | 1 | 2 | 3.96 | 20.01 | -11.95 | -26,02 |
| **24** | 3 | 2 | 2 | 1 | 3 | 4.21 | 22.58 | -12.49 | -27,07 |
| **25** | 3 | 3 | 1 | 2 | 1 | 1.32 | 6.57 | -2.41 | -16,35 |
| **26** | 3 | 3 | 1 | 2 | 2 | 1.96 | 10.11 | -5.85 | -20,10 |
| **27** | 3 | 3 | 1 | 2 | 3 | 2.26 | 14.01 | -7.08 | -22,93 |

Tablo 4 ve Tablo 5 ile her bir seviye için verilen Delta değerlerinin en yüksek olduğu parametre, pürüzlülük üzerinde en büyük etkiye sahiptir. Etki sıralaması Rank olarak tablo altlarında ifade edilmiştir. Buna göre optimum *Ra* değerine ulaşabilmek için olası

parametre kombinasyonu A3B2C1D3E1 olarak tespit edilmiştir. Yine *Rz* için en ideal parametre kombinasyonu ise A2B2C1D2E1 olarak bulunmuştur.

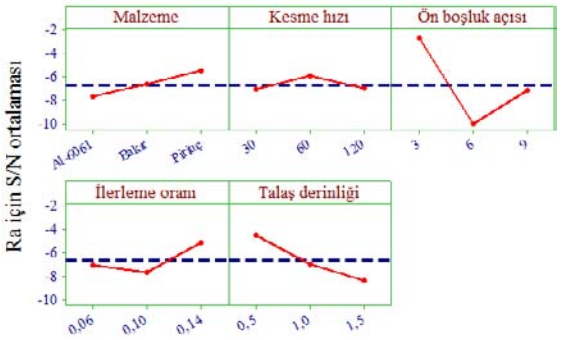
Tablo 4. *Ra* için ortalama S/N tepki tablosu

| Seviye | A | B | C | D | E |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | -7.71 | -7.03 | -2.68 | -7.09 | -4.54 |
| 2 | -6.64 | -5.91 | -10.04 | -7.67 | -6.99 |
| 3 | -5.53 | -6.95 | -7.16 | -5.12 | -8.36 |
| Delta | 2.17 | 1.12 | 7.37 | 2.54 | 3.82 |
| Rank | 4 | 5 | 1 | 3 | 2 |

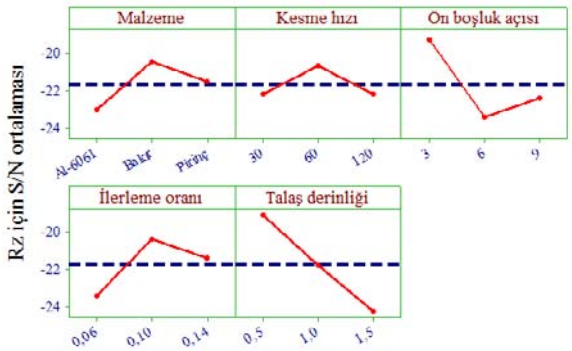
Tablo 5. *Rz* için ortalama S/N tepki tablosu

| Seviye | A | B | C | D | E |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | -23,05 | -22,22 | -19,29 | -23,37 | -19,08 |
| 2 | -20,49 | -20,69 | -23,41 | -20,37 | -21,78 |
| 3 | -21,56 | -22,18 | -22,40 | -21,35 | -24,24 |
| Delta | 2,56 | 1,53 | 4,12 | 3.00 | 5,16 |
| Rank | 4 | 5 | 2 | 3 | 1 |

Şekil 2 ve Şekil 3'te ise *Ra* ve *Rz* için S/N tepkilerinin grafikleri bulunmaktadır. Grafiklerdeki eğimlerin en yüksek olduğu yerler parametrelerin etkililik seviyelerini göstermektedir.




Şekil 2. *Ra* için S/N grafiği




Şekil 3. *Rz* için S/N grafiği

Parametrelerin kalite karakteristikleri üzerine olan etkilerinin daha net ve rakamsal olarak ifade edilmesi, parametre seviyelerinin seçiminin çok daha hassas bir şekilde yapılmasına imkân verebilir. Bu amaçla yapılan çalışmada parametre etkililik oranlarının bulunabilmesi için ANOVA analizi kullanılmıştır (Tablo 6 ve Tablo 7).

Tablo 6. *Ra* için ANOVA analizi

| | Ser. Der. | Kareler Toplamı | Varyans | F-testi | P | Katkı Oranı (%) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| A | 2 | 1.96 | 0.98 | 14.25 | 0.000 | 7.83 |
| B | 2 | 0.26 | 0.13 | 1.86 | 0.188 | 1.03 |
| C | 2 | 15.37 | 7.68 | 111.97 | 0.000 | 61.43 |
| D | 2 | 2.06 | 1.03 | 14.97 | 0.000 | 8.23 |
| E | 2 | 4.30 | 2.15 | 31.24 | 0.000 | 17.18 |
| Hata | 16 | 1.10 | 0.07 | | | |
| Top. | 26 | 25.02 | | | | |
| $R^2$=%95.61 | | | | | | |

Tablo 7. *Rz* için ANOVA analizi

| | Ser. Der. | Kareler Toplamı | Varyans | F-testi | P | Katkı Oranı (%) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| A | 2 | 70.11 | 35.05 | 26.98 | 0.000 | 11.96 |
| B | 2 | 10.10 | 5.05 | 3.89 | 0.042 | 1.72 |
| C | 2 | 155.44 | 77.72 | 59.82 | 0.000 | 26.51 |
| D | 2 | 86.93 | 43.46 | 33.45 | 0.000 | 14.82 |
| E | 2 | 243.07 | 121.54 | 93.55 | 0.000 | 41.45 |
| Hata | 16 | 20.79 | 1.30 | | | |
| Top. | 26 | 586.44 | | | | |
| $R^2$=%96.46 | | | | | | |

ANOVA analizinde bir parametrenin tepki üzerinde etkili olup olmadığı P (önem/olasılık) değerine bakılarak kararlaştırılır. %95 güven aralığı göz önüne alınarak P<0.05 (%5 önem değeri) olduğunda parametrenin tepki üzerinde etkili olduğu sonucuna varılır. Toplam varyasyon üzerine her bir faktörün katkısı çizelgelerin en sağ sütunlarında % olarak gösterilmiştir. Buna göre Tablo 6 incelendiğinde *Ra* için en etkili parametrenin %61.43 oranında ön boşluk açısı ve akabinde %17.18 ile talaş derinliği olduğu sonucuna varılır. Buna karşılık etkisi en az olan parametre kesme hızı (%1.03) olarak tespit edilmiştir. Tablo 7 ile verilen Rz için ANOVA tablosunda ise en etkili iki parametrenin sırasıyla %41.45 etki oranıyla talaş derinliği ve %26.51 etki oranıyla ön boşluk açısı olduğu gözlemlenmiştir. Yine burada da en etkisiz parametrenin %1.72 ile kesme hızı olduğu ifade edilebilir. Verilen her ANOVA tablosu için etki seviyeleri belirtilen parametreler haricinde parametre etkileşimlerinin etkileri ihmal edilerek analizler yorumlanmıştır.

Yapılan ANOVA analizi sonucu *Ra* ve *Rz* pürüzlülük değerlerinin oluşumu esnasında süreçte kullanılan parametreler içerisinde en etkisiz parametrenin kesme hızı olduğu sonucuna varılmıştır. Literatürde daha önce

yapılmış olan bazı çalışmalarda da [20-24] bulunan sonuçlara paralel yaklaşımların olduğu gözlemlenebilir.

## 5. SONUÇLAR

Bu çalışmada Taguchi metodu ve ANOVA analizi kullanılarak minimum Ra ve Rz kriterine bağlı tornalama operasyonunun parametre optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışma sonucu varılan sonuçlar aşağıda sıralanmıştır:

1. Yapılan deneysel çalışmada kullanılan 5 farklı parametre ve bunlara ait 3 seviyenin faktöriyel tasarım yapılarak kombinasyonu sonucu 243 deney yapılması gerekirken $L_{27}$ Taguchi ortogonal dizini kullanılarak sadece 27 deneyle süreç temsil edilmiştir. Buna göre endüstri uygulamalarında istenen optimum parametre seçimi için gerekli ön hazırlık zamanı minimize edilerek maliyetler azaltılmış olacaktır.
2. Eşitlik 1 ile verilen fonksiyon kullanılarak bulunan S/N oranlarının ortalamalarına ait grafikler yardımıyla *Ra* ve *Rz* için optimum parametre kombinasyonları sırasıyla A3B2C1D3E1 ve A2B2C1D2E1 olarak bulunmuştur.
3. *Ra* ve *Rz* üzerine parametre etkilerinin rakamsal büyüklük olarak tespiti için ANOVA analizi uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre *Ra* için en etkili parametrelerin %61.43 etkililik oranı ile ön boşluk açısı ve %17.18 etkililik oranı ile talaş derinliği olduğu tespit edilmiştir. yine Rz için en etkili parametrelerin %41.45 etkililik oranı ile talaş derinliği ve %26.51 etkililik oranı ile ön boşlu açısının olduğu görülmüştür.
4. Son olarak talaş kaldırma operasyonlarında meydana gelen yüzey pürüzlülüğünün analiz ve optimizasyonları için Taguchi metodunun sistematik, sade ve verimli bir yöntem olduğu sonucuna ulaşılmıştır. İlaveten akademik çalışmalara ve sınıf içi eğitim ortamlarında yapılan Taguchi uygulamalarına bu çalışma ile ışık tutulacağı umulmaktadır.

**Teşekkür**

Yapılan bu çalışmada kullanılan veriler Neşeli tarafından yapılan "*Tırlama titreşimleri üzerine süreç sönümleme etkisinin analitik olarak araştırılması ve tornalamada kararlı kesme derinliği ile süreç sönümleme değerlerine bağlı parametre optimizasyonu*" başlıklı Doktora çalışmasından alınmıştır.

## KAYNAKLAR

[1] Oktem, H., Erzurumlu, T., Çöl, M., "A study of the Taguchi optimization method for surface roughness in finish milling of mold surfaces", Int J Adv Manuf Technol 28, 694–700, 2006.

[2] Basheer, C., Dabade, U.A., Suhas, S.J., Bhanuprasad, V.V., "Modeling of surface roughness in precision machining of metal matrix composites using ANN", Journal of Materials Processing Technology, 197, 439–444, 2008.

[3] Hessainia, Z., Belbah, A., Yallese, M.A., Mabrouki, T., Rigal, J.F., "On the prediction of surface roughness in the hard turning based on cutting parameters and tool vibrations", Measurement, 46, 1671–1681, 2013.

[4] Neşeli, S., Asiltürk, İ., Çelik, L., "Determining the optimum process parameter for grinding operations using robust process", Journal of Mechanical Science and Technology, 26(11), 3587-3595, 2012.

[5] Karpat, Y., Özel, T., "Multi-objective optimization for turning processes using neural network modeling and dynamic-neighborhood particle swarm optimization", International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 35, 234–247, 2008.

[6] Pontes, F.j., Paiva, A.P., Balestrassi, P.P., Ferreira, J.R., Silva, M.B., "Optimization of radial basis function neural network employed for prediction of surface roughness in hard turning process using Taguchi's orthogonal arrays", Expert Systems with Applications, 39, 7776–7787, 2012.

[7] Yildiz, A.R., "Hybrid Taguchi-differential evolution algorithm for optimization of multi-pass turning operations", Applied Soft Computing, 13, 1433–1439, 2013.

[8] Asiltürk, İ., Akkus, H., "Determining the effect of cutting parameters on surface roughness in hard turning using the Taguchi method", Measurement, 44, 1697–1704, 2011.

[9] Bouacha, K., Yallese, M.A., Mabrouki, T., Rigal, J.F., "Statistical analysis of surface roughness and cutting forces using response

surface methodology in hard turning of AISI 52000 bearing steel with CBN Tool", International Journal of Refractory Metals and Hard Materials, 28, 349–361, 2010.

[10] Zain, A.M., Haron, H., Sharif, S., "Prediction of surface roughness in the end milling using artificial neural network", Expert Systems with Applications, 37, 1755–1768, 2010

[11] Abhang, L.B., Hameedullah, M., "Empirical modelling of turning parameters using grey relational analysis", App Mech Mater., 110(116), 2596-2603, 2011.

[12] Nalbant, M., Gökkaya, H., Sur, G., "Application of Taguchi method in the optimization of cutting parameters for surface roughness in turning", Materials and Design, 28, 1379–1385, 2007.

[13] Ucun, I., Aslantaş, K., "Investigation of Performance of Carbide Cutting Tool in Turning Hardened 52100 Tool Steel", IATS'09, Karabük, Turkey, 2009, 1–6.

[14] Kilickap, E., "Modeling and optimization of burr height in drilling of Al-7075 using Taguchi method and response surface methodology", Int. J. Adv Manuf. Technol., 49(9–12), 911–923, 2010.

[15] Pinar, A.M., "Optimization of Process Parameters with Minimum Surface Roughness in the Pocket Machining of AA5083 Aluminum Alloy via Taguchi Method", Arabian Journal for Science and Engineering, 38(3), 705-714, 2013.

[16] Kuram, E., Ozcelik, B., "Multi-objective optimization using Taguchi based grey relational analysis for micro-milling of Al 7075 material with ball nose end mill", Measurement, 46, 1849–1864, 2013.

[17] Sanyılmaz, M., "Design Of Experiment And an Application for Taguchi Method in Quality Improvement Activity", M.S. Thesis, Dumlupınar University, Turkey, 2006.

[18] Neşeli, S., Tırlama titreşimleri üzerine süreç sönümleme etkisinin analitik olarak araştırılması ve tornalamada kararlı kesme derinliği ile süreç sönümleme değerlerine bağlı parametre optimizasyonu, Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi, Bilimleri Enstitüsü, 2013.

[19] Abhang, L.B., Hameedullah, M., "optimization of machinin parameters in steel turning operation by Taguchi method", Procedia Engineering, 38, 40-48, 2012.

[20] Singh, D., Rao, P.V., "A surface roughness prediction model for hard turning process", Int. J. Adv. Manuf., 32(11–12) 1115–1124, 2007.

[21] Chavosh, S.Z., Tajdari, M., "Surface roughness modeling in hard turning operation of AISI 4140 using CBN cutting tool", Int. J. Mater. Form., 3, 233–239, 2010.

[22] Aslan, E., Camuscu, N., Bingoren, B., "Design optimization of cutting parameters when turning hardened AISI 4140(63 HRC) with Al2O3+TiCN mixed ceramic tool", Mater. Des., 28, 1618–1622. 2007.

[23] Derakhshan, E.D., Akbari, A.A., "Experimental investigation on the work piece hardness and cutting speed on surface roughness in hard turning with CBN tools", Int: Proceedings of the World Congress on Engineering WCE, London, UK, 2009, 1–3.

[24] Chou, Y.K., Barash, M.M., Evans, C.J., "Experimental investigation on CBN turning of hardened AISI 52100 steel", J. Mater. Process. Technol., 124(3), 274–283, 2002.

# KALMAN KESTİRİMCİSİ İLE DC MOTOR AÇISAL HIZ KONTROLÜ

Şinasi ARSLAN, Gülçin Mühürcü

Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, SAKARYA

sarslan@sakarya.edu.tr

**ÖZET**

Bu çalışma, bir doğru akım (DC) motor rotor hız kontrolünün rotor hız algılayıcı düzeneği kullanmadan gerçekleştirilmesini konu almıştır. Kontrol algoritması olarak dinamik durum geri besleme yöntemi seçilmiştir. Motor rotor hızı Kalman filtresi algoritması (KFA) kullanılarak kestirilmiştir. KFA girişine DC motor giriş büyüklüğü olan armatür gerilimi ile yine DC motor çıkış büyüklüklerinden olan armatür akımı uygulanmıştır. Motorun rotor hızı ve armatür akımının kestirimi KFA tarafından gerçekleştirilmiştir. Kestirilen DC motor büyüklüklerinin ortak özelliği KFA tarafından ortam gürültüsünden arındırılmış olmasıdır. Kontrol süreci matlab-simulink ortamında gürültülü ölçümler altında değişken yüklü bozucular ve değişken hız referans büyüklükleri için çevrim içi simülasyonu yapılarak sonuçlar irdelenmiştir

**Anahtar Kelimeler:** DC motoru, durum geri beslemeli kontrol, Kalman filtresi, kutup yerleştirme.

# ANGULAR VELOCITY CONTROL OF DC MOTOR CONTROL WITH KALMAN ESTIMATOR

**ABSTRACT**

The realization of the speed control of a direct current (DC) electrical motor has been proposed without using speed sensor equipment in this study. The full state feedback control system has been chosen as a control algorithm. The speed of the motor has been estimated by using Kalman filter algorithm (KFA). The inputs such as armature voltage that is an input of DC motor, and the armature current that is also an output of DC motor have been applied to the input of the KFA. The estimation of the rotor speed and armature current has been realized by the KFA. The common property of the estimated variables is eliminated from noise of the environment. The results in closed loop under noisy measurements for variable torque load and speed references in simulation of control process have been discussed.

**Keywords:** DC motor, full state space feedback control, Kalman filter, pole placement.

## 1. GİRİŞ

Elektrik enerjisini mekanik enerjiye çeviren makinelerden biri olan doğru akım (DC) motorları kolay kontrol edilmeleri ve yüksek performansları nedeniyle endüstriyel uygulamalarda önemli bir yer edinmiştir [1].

Günümüzde DC motor hız, konum kontrolü gerçekleştirilmekte ve ayrıca DC motor kontrol yöntemleri çeşitlilik göstermektedir [2]. Bunlardan bir kaçı geleneksel PI, PID, bulanık mantık tabanlı, doğrusal olmayan, uyarlanır değişken yapı, model referans uyarlamalı kontrol, yapay sinir ağları, ileri beslemeli hesaplanmış moment kontrol yöntemleridir [3-8].

Uygulamalarda sürücünün yanı sıra, kullanılan hız kontrol sistemi de önemlidir. Sabit hız uygulamalarında açık çevrimli sistem kullanılmaz. Bu sistemlerde yükle motor gerilimindeki ve motor devir sayısındaki değişiklikler dikkate

alınmadığından, yük durumuna göre devir artar veya azalır. Bu nedenle, sabit hız uygulamalarında açık çevrimli sistem tercih edilmeyip, bunun yerine kapalı çevrimli sistemler kullanılır.

Verilen kapalı çevrimli sistemde motor hızı referans değeri ile ayarlanır. Sistemde kullanılan elektro-mekaniksel bir algılayıcı yardımı ile gerçek hız ölçülür. Motor yük durumuna göre rotor sargısı veya uyartım sargısı gerilimi değiştirilerek motor hızının referans değerinde kalması sağlanır. Motor gerilimi yarı iletkenler yardımı ile ayarlandığından, sistem verimli ve güvenilir hale getirilir.

Dinamik durum kontrol yönteminin DC motorun rotor hızının kontrol edilebilmesi için geri besleme işareti olarak kontrol edilen motorun rotor açısal hızının ölçülmesi gerekir [9]. Rotor hızı kontrol edilecek olursa, motor durum değişkenleri olan rotor açısal hızı, konumu ve motor armatür akımının kontrol algoritması içerisinde kullanılması gerekecektir [10].

Rotor açısal hızı, motorun rotor miline eklenen elektro-mekaniksel bir algılayıcı ile doğrusal elektriksel işaretlere dönüştürülür [11]. Bu her zaman tercih edilen bir yöntem olmayabilir.

Motora eklenmek istenen elektro-mekaniksel düzenek; ortam şartlarına uygun düşmemesi, kontrol sistemine ek bir maliyet getirmesi, kontrol edilen sistemin mekanik güvenirliğinin azalması, bakım masraflarının artması gibi sebeplerden dolayı tercih edilmeyebilir. Bu durumda, elektro-mekaniksel algılayıcının görevini yapabilecek gözlemleyiciye ihtiyaç duyulabilir [12].

Bu çalışmada, ölçülen motor durum değişkenlerini kullanarak ölçülemeyen motor durum değişkenini kestirmek ve motor durum değişkenlerine ilave olan ortam gürültüsünü elimine etmek amacıyla Kalman Filtre (KF) kullanılmıştır. Motor hızı, değişken genlikli bozucu yük altında ve değişken referans hızlarında kestirilerek, KF'nin kestirim ve filtreleme performansı Matlab-Simulink ortamında gerçek zamanlı olarak gerçekleştirilmiştir.

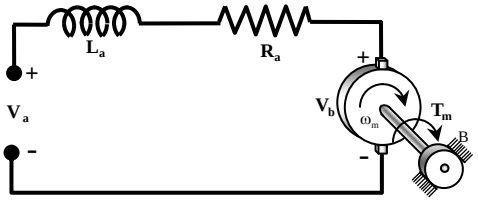
## 2. DC MOTOR MODELİ

DC motor rotor açısal hızının kestirimi için kullanılacak KF'si doğrusal sistemler için en uygun bir kestirimcidir, ancak gerçek dünyada çok az sayıda doğrusal sistem vardır. Bu problemin üstesinden gelmenin yaygın bir yaklaşımı, Kalman filtresini kullanmadan önce sistemi doğrusal hale getirmektir.

Bu doğrusal modelde hesaplama ve analiz kolaydır. Kullanıcıya kontrol edilebilirlik, gözlenebilirlik, frekans yanıtı gibi özellikleri irdeleme imkânı sunar [13].

### 2.1. Durum Uzay Modeli

Bu çalışmada kullanılan kalıcı mıknatıslı DC motoru $V_a$ gerilim kaynağından sağlanan elektrik enerjisini manyetik eşleme yöntemi ile dönen rotor vasıtasıyla mekanik enerjiye dönüştürür. Bu DC motorunu modellemek için Şekil 1'deki eşdeğer devreden faydalanılmıştır.




Şekil 1. DC motorun fiziksel yapısı.

$V_a$ uygulanan giriş gerilim altında, Ra armatür direnci ve $L_a$ endüktansı olan seri bir devre ile rotor döndüğünde oluşan bir $V_b$ zıt elektromotor gerilimi olarak ifade edilir. Rotor iletkenlerinden akım geçtiğinde, iletkenler manyetik alan tarafından alanın dışına doğru itilirler. Böylece rotor çevresinde, rotoru döndüren bir moment meydana gelir.

Motor milinde oluşan $T_m$ moment, $\Phi$ manyetik alan akısı ve $i_a$ armatür akımıyla doğru orantılıdır. DC motor momenti

$$T_m(t) = K_m \Phi i_a(t) \quad (1)$$

olarak hesaplanır. Denklem 1'de $\Phi$ sabit olduğundan, $K_i$ [N-m/A] moment katsayısı olarak ele alındığında

$$T_m(t) = K_i i_a(t) \quad (2)$$

olarak yazılır. Motorda milin açısal hızı ile zıt elektromotor gerilimi arasında

$$V_b = K_m \Phi \omega_m \quad (3)$$

ilişkisi olup, Denklem 3 rotor açısal hızı cinsinden

$$V_b(t) = K_b \omega_m(t) \quad (4)$$

olarak ifade edilebilir. DC motorun elektrik ve mekanik eşdeğer devresine Kirchoff ve Newton kanunları uygulandığında

$$\frac{di_a}{dt} = \frac{1}{L_a} V_a(t) - \frac{R_a}{L_a} i_a(t) - \frac{1}{L_a} V_b(t) \quad (5)$$

$$\frac{d\omega_m(t)}{dt} = \frac{1}{J_m} T_m(t) - \frac{1}{J_m} T_L(t) - \frac{B}{J_m} \omega_m \quad (6)$$

denklemleri elde edilir. Burada; $\theta_m$ rotor açısal konumunu, B viskoz sürtünme katsayısını, $T_L$ yük momentini ve $J_m$ motor eylemsizlik momentini gösterir. Sistemin durum değişkenleri $i_a(t)$ ve $\omega_m(t)$ dir. Denklem 5 ve 6 vektör-matris biçiminde düzenlenirse, $T_L$=0 için DC motor durum uzay modeli

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \frac{di_a(t)}{dt} \\ \frac{d\omega_m(t)}{dt} \end{bmatrix}}_{\dot{\mathbf{x}}(t)} = \underbrace{\begin{bmatrix} -R_a/L_a & -K_b/L_a \\ K_i/J & -B/J_m \end{bmatrix}}_{\mathbf{A_c}} \underbrace{\begin{bmatrix} i_a(t) \\ \omega_m(t) \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}(t)} + \underbrace{\begin{bmatrix} 1/L_a \\ 0 \end{bmatrix}}_{B_c} \underbrace{\begin{bmatrix} V_a(t) \\ 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{u_c}} \quad (7)$$

$$\mathbf{y}(t) = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\mathbf{C_c}} \underbrace{\begin{bmatrix} i_a(t) \\ \omega_m(t) \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}(t)} \quad (8)$$

ile ifade edilir.

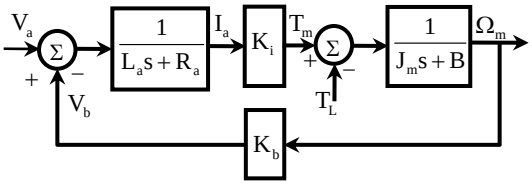
## 2.2. Transfer Fonksiyonu

Denklem 5 ve 6'in s-uzayına dönüştürülmesi ile motorun açısal hızı ve giriş gerilimi arasındaki Şekil 2'de gösterilen blok diyagramı aşağıda durum değişkenlerinin s-dönüşümlerinden

$$I_a(s) = \frac{V_a(s) - V_b(s)}{L_a s + R_a} \quad (9)$$

$$\Omega_m(s) = \frac{T_m(s) - T_L(s)}{J_m s + B} \quad (10)$$

elde edilir.




Şekil 2. DC motor blok diyagramı.

Şekil 2'den yararlanarak DC motorun transfer fonksiyonu

$$\frac{\Omega_m(s)}{V_a(s)} = \frac{K_i}{J_m L_a s^2 + (BL_a + J_m R_a)s + BR_a + K_i K_b} \quad (11)$$

ile ifade edilir. Burada $\tau_e = L_a/R_a$ elektriksel ve $\tau_m = J_m/B$ mekaniksel olmak üzere iki adet zaman sabiti bulunmaktadır. $\tau_m >> \tau_e$ göz önünde bulundurulursa, Denklem 11

$$\frac{\Omega_m(s)}{V_a(s)} = \frac{K}{\tau s + 1} \quad (12)$$

$$K = \frac{K_i}{R_a B + K_i K_b} \text{ ve } \tau = \frac{J_m R_a}{R_a B + K_i K_b}$$

olarak birinci dereceden doğrusal bir modele dönüştürülür.

## 2.3. Ayrık Zaman Durum Uzay Modeli

Ayrık zaman sistemin modellenmesinde kolaylık sağlar [5]. Bu yüzden sürekli zaman sistemi ayrık zamana dönüştürülmüştür. Denklem 7 ve 8 ile oluşturulan DC motor durum uzay modeli Kalman Filtresi algoritmasında (KFA) ön kestirim amacıyla kullanılır. KFA ayrık zamanda koşturulacağından dolayı, DC motorun durum uzay modelinin ayrıklaştırılması gerekir. Ayrıklaştırma, Taylor serisinden faydalanılarak gerçekleştirilir. Ayrıklaştırma sürecinde Taylor serisinin ilk 2 terimi alınarak, DC motorun doğrusal ayrık zaman durum uzay model vektör-matris katsayıları

$$A_d = \exp(A_c T) \cong I + A_c T \quad (13)$$

$$A_d = \begin{bmatrix} 1 - \frac{R_a}{L_a} T & -\frac{K_b}{L_a} T \\ \frac{K_i}{J_m} T & 1 - \frac{B}{J_m} T \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$B_d = \left[ \int_0^T \exp(At) dt \right] B_c \cong BT \quad (15)$$

$$B_d = \begin{bmatrix} \frac{1}{L_a} T \\ 0 \end{bmatrix} \quad (16)$$

elde edilir. Burada; ayrıklaştırma işlemin doğruluğu, T ayrıklaştırma zaman sabitesinin

(örnekleme periyodu) ($T=\tau_{motor}/10$) yeteri derecede küçük seçilmesiyle sağlanmıştır.

DC motorun durum uzay modelinin ayrıklaştırması sonrası aşağıdaki ayrık durum uzay modeli

$$\underbrace{\begin{bmatrix} x_1(k+1) \\ x_2(k+1) \end{bmatrix}}_{\mathbf{x(k+1)}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1-\frac{R_a}{L_a}T & -\frac{K_b}{L_a}T \\ \frac{K_i}{J_m}T & 1-\frac{B}{J_m}T \end{bmatrix}}_{\mathbf{A_d}} \underbrace{\begin{bmatrix} x_1(k) \\ x_2(k) \end{bmatrix}}_{\mathbf{x(k)}} + \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{1}{L_a}T \\ 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{B_d}} V_a(k) \quad (17)$$

$$\mathbf{y(k)} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\mathbf{C_d}} \underbrace{\begin{bmatrix} x_1(k) \\ x_2(k) \end{bmatrix}}_{\mathbf{x(k)}} \quad (18)$$

elde edilir. Burada DC motoru ile ilgili parametreler Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo1. DC motor parametreleri.

| Parametre | Açıklaması | Değeri |
|---|---|---|
| $R_a$ | Armatür direnci | 3.26 [Ω] |
| $L_a$ | Endüktans | 13.2e-3 [H] |
| $K_i$ | Moment katsayısı | 1.19 [Nm/A] |
| $K_b$ | Hız volt katsayısı | 1.19 [Vs/rad] |
| B | Viskoz katsayısı | 19e-3 [N.m.s/rad] |
| $J_m$ | Eylemsizlik momenti | 18.3e-3 [Kg.m$^2$] |

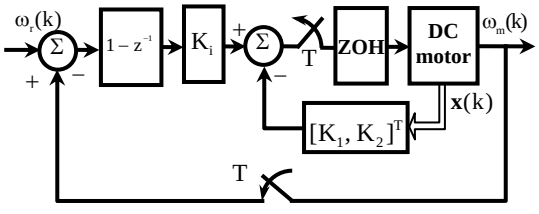
## 3. KONTROL SİSTEMİ

Şekil 3'de dinamik durum geri beslemeli kontrol sistemin karakteristik denklemi

$$\det\left\{ zI - \left( \begin{bmatrix} A_d & 0 \\ -C_d & 1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} B_d \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{K} & K_i \end{bmatrix} \right) \right\} = 0 \quad (19)$$

ile ifade edilir. Burada, $\mathbf{K}=[K_1, K_2]^T$ vektörü ile $K_i$ skaler kazanç değerleri kutup yerleştirme yöntemine dayalı hesaplanmıştır. Bu kazanç değerleri basamak giriş için performans değerleri olarak sistem cevabının %15 aşım ve 80 ms yerleşme zamanı olacak şekilde seçilmiştir.

Kapalı çevrim kontrol sisteminde kullanılan durumlar sırasıyla ($x_1$) akım, ($x_2$) rotor açısal hızı ve ($x_3$) integratör çıkışıdır.




Şekil 3. Durum geri beslemeli kontrol blok diyagramı.

## 4. KALMAN FİLTRESİ TASARIMI

Kalman filtresi (KF), geleneksel tahmin yöntemlerinde olduğu gibi filtreleme özelliğine rağmen, sistemin ölçülemeyen durumlarını tahmin etmek için kullanılan çok başarılı bir yordamdır.

KF'de genel amaç ortalama kestirim hatasının karesini minimize etmeye yönelik bir yordam ile durum hesaplamaktır. Sinyallerin durumunun kestirilmesinde KF' nin kullanılmasının amacı, alınmış gürültülü ölçümlerden tahmin yapılarak sinyalin gelecekteki davranış ve değerlerinin hesaplanmasıdır. KF'leri, iki tip gürültü altında en uygun sonucu vermektedir. Bu gürültüler; w süreç gürültüsü ve v ölçme gürültüleridir. Ayrıca KF hesaplamalarının yapılabilmesi için durum uzayının ayrık hale getirilmesi gerekmektedir. Bu yüzden genelde bu yöntem durum kestirimin teorik temeli olarak kabul edilir. Bu uygulamada bilgisayar vasıtasıyla durum uzayının ayrık hale getirilebildiği ve modele belli kısıtlamaların uygulandığı durumlarda mümkün olmaktadır.

### 4.1. Matematiksel Modeli

KF durum kestirim problemi, süreç modeli üzerinde belirli zorlama ve kısıtlamalar uygulandığında kolay işlenir hale gelir. Bu zorlama ve kısıtlamalar; sistem modelinin doğrusal olması ve gürültü terimleri; w süreç ve v ölçmenin birbirleriyle ilişkisiz, Gauss dağılımlı, sıfır ortalamalı beyaz gürültü (WN) olmalarıdır [10].

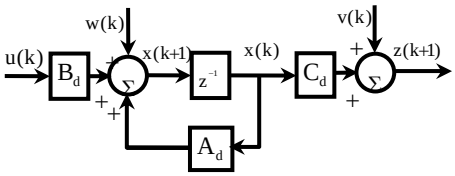
Kontrol sürecinde DC motor rotor açısal hızının kestirilmesi amacıyla kullanılacak olan KFA'na ait matematiksel ifadelerin geçerli olabilmesi için, DC motora sistem ve ölçüm gürültüleri ilave edilmesi gerekir.

Yukarıda ifade edilenler matematiksel olarak

$$\begin{aligned} &x(k+1) = A_d x(k) + B_d u(k) + w(k) \\ &z(k+1) = C_d x(k) + v(k) \\ &w \cong N(0,Q), \;\; v \cong N(0,R) \\ &E(ww') = Q, \;\; E(vv') = R, \;\; E(wv') = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

ile ifade edilebilir. Burada Q ve R sırasıyla durumun ve ölçüm gürültüsünün ikinci derece özelliklerini belirten kovaryans

matrisleridir. İlave edilen gürültülerle DC motorun ayrık durum uzay modeli Şekil 5'de görüldüğü gibi rassal hale gelmiş olur.



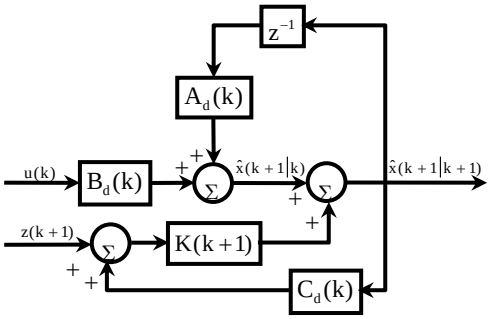

Şekil 5. Rassal ayrık durum uzay modeli.

### 4.2. Kalman Filtresi Algoritması

KFA, ön tahmin ve kestirim (güncelleme) olmak üzere iki aşamaya sahiptir. Aşağıda KFA'na ait kestirim basamakları verilmiştir.

| **Ön tahmin** |
|---|
| 1. $\hat{x}(0), P(0)$ : ilk değerler |
| 2. $\hat{x}(k+1\|k) = A_d\hat{x}(k\|k) + B_d u(k)$ |
| 3. $P(k+1\|k) = A_{d(k)}P(k\|k)A_{d(k)}^T + Q$ |
| **Kestirim (güncelleme)** |
| 4. $K(k+1) = P(k+1\|k)C_{d(k)}^T\left[C_{d(k)}P(k+1\|k)C_{d(k)}^T + R\right]^{-1}$ |
| 5. $P(k+1\|k+1) = \left[I - K(k+1)C_{d(k)}\right]P(k+1\|k)$ |
| 6. $\hat{x}(k+1\|k+1) = \hat{x}(k+1\|k) + K(k+1)\left[z(k+1) - C_{d(k)}\hat{x}(k+1\|k)\right]$ |
| 7. Basamak 2'e git |

Aşağıda Şekil 6 blok diyagramında ise KFA'nın durum değişkenlerinin kestirim yapısı ayrıntılı bir biçimde verilmiştir.

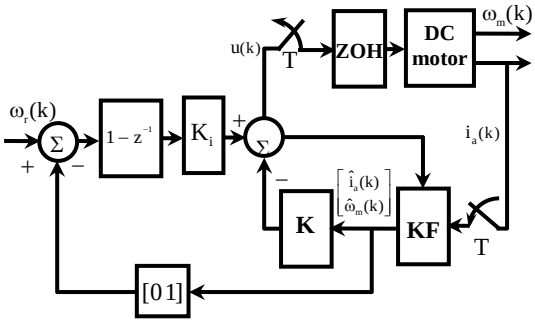



Şekil 6. KFA'nın kestirimine ait durum değişkenleri.

Burada, u(k) motor giriş değişkeni olan armatür gerilimi ve z(k+1) ölçülen motor çıkış değişkeni olan armatür akımını temsil etmektedir.

## 5. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI

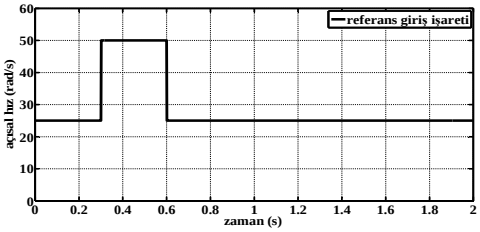
KFA tabanlı DC motor rotor açısal hızı kestirerek elde edilen gürültüden arındırılmış geri besleme işareti ile DC motorun rotor açısal hız kontrol sistemi Şekil 7'de verilmiştir.



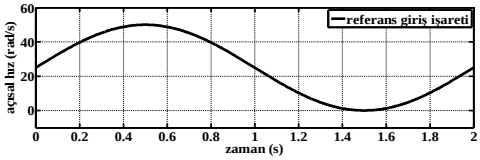

Şekil 7. Kalman kestirimli kontrol blok diyagramı.

DC motor bloğunda Şekil 5'de verilen elektro-mekaniksel DC motor rassal modeli yer almaktadır. Durum geri besleme ($K_1$) akım kazancı ve ($K_2$) rotor açısal hız kazancı sırasıyla 0.3562 ve 0.3854 olarak hesaplanmıştır. ($K_i$) integratör kazancı olarak 0.0578 değeri elde edilmiştir. $T=\tau_{motor}/25$ (2.5 ms) şeklinde örnekleme peryodu seçilmiştir.

Kontrol sistemi simülasyon ortamında, $\omega_r$ referans hız girişleri olarak kullanılan Şekil 8 ve 9'da verilen basamak ve sinüs sinyalleri ile test edilmiştir.

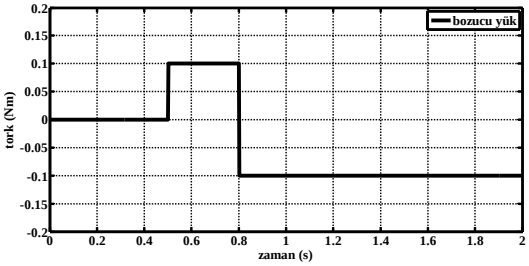



Şekil 8. Referans basamak giriş işareti.



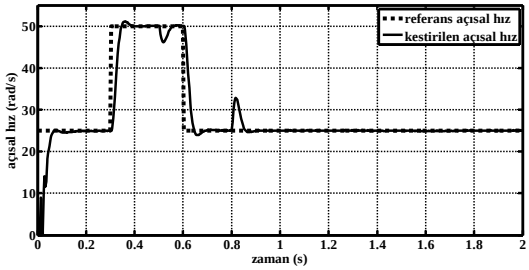

Şekil 9. Referans sinüs giriş işareti.

Kontrol esnasında iki farklı çalışma koşulu için Şekil 10'da gösterilen $T_L$ bozucu yükün (0-3) [Nm] etkisi altında kontrol sistemi eş zamanlı koşturulmuştur.

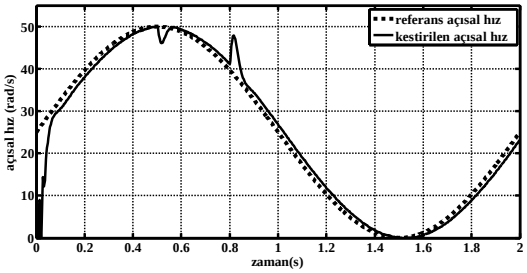



Şekil 10. Uygulanan bozucu yük sinyali.

KFA'nın $\hat{\omega}$ açısal hızının kestirimi olan geri besleme işareti DC motorunun kontrolünde kullanılarak sistemin performansları Şekil 11 ve 12'de gösterilmiştir.




Şekil 11. Bozucu yük altında basamak girişin cevabı.




Şekil 12. Bozucu yük altında sinüs girişin cevabı.

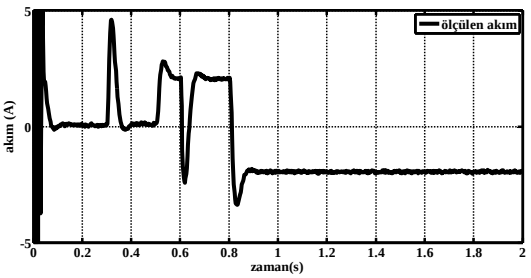
KFA içerisinde kullanılan sistem ve ölçüm kovaryans matrisleri sırasıyla

$$Q = \begin{bmatrix} 0.0002 & 0 \\ 0 & 0.0002 \end{bmatrix},\ R = \begin{bmatrix} 0.02 & 0 \\ 0 & 0.02 \end{bmatrix}$$

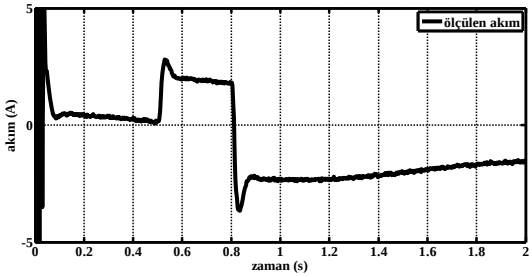
seçilmiştir. KFA'nda $\hat{\mathbf{x}}(0)$ durum vektöründe yer alan durum değişkenlerine ait başlangıç değerleri rastgele atanmıştır. Durum hata kovaryans matrisinin başlangıç değeri

$$\mathbf{P}(0) = \begin{bmatrix} 10000 & 0 \\ 0 & 10000 \end{bmatrix}$$

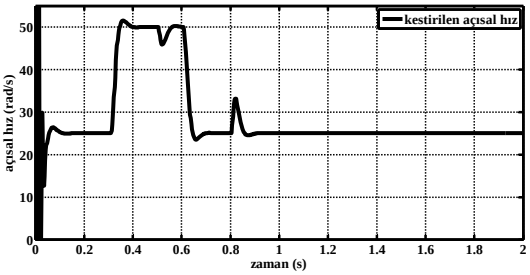
olarak seçilmiştir. Durum hata kovaryans matrisine ait eleman değerlerinin yüksek seçilmesinin, KFA'nın kestirim hatasının hızlı bir şekilde düşmesini sağladığı gözlemlenmiştir. KFA her iki referans giriş işaretine karşılık Şekil 13 ve 14'de gösterilen $i_a$ ölçülen armatür akımlardan, $\hat{\omega}$ kestirim açısal hızları Şekil 15 ve 16'da gözlenmiştir.



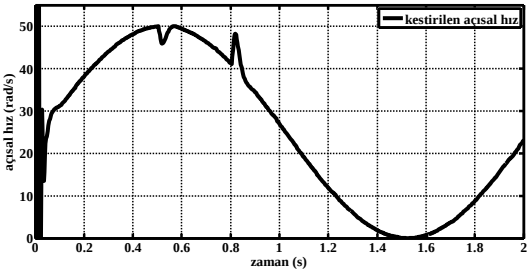

Şekil 13. Basamak girişine karşılık ölçülen akım.




Şekil 14. Sinüs girişine karşılık ölçülen akım.




Şekil 15. Basamak girişi için kestirilen açısal hız.




Şekil 16. Sinüs girişi için kestirilen açısal hız.

Şekillerden görüldüğü gibi her iki referans hız girişi için KF rotor açısal hızı kestirimine dayalı DC motor hız kontrol performansı detaylı olarak izlenmiştir.

## 6. SONUÇLAR

Önerilen kontrol yönteminin başarısı istenilen referans değerlerine ve uygulanan bozucu yüke karşı kestirilerek gerçekleştirilen geri besleme işaretinin iki adet performans denemesine hassas ve dayanıklı cevaplar ile kanıtlanmıştır.

Aynı zamanda bu yöntemin Şekil 11 ve 12'den görüldüğü gibi DC motorun hızını başarılı bir şekilde kontrol ettiği gözlenmiştir. Kontrol sisteminin başarısı, motor miline bağlanması gereken bir donanım olan takometre ve eşdeğerlerinin kullanım zorunluluğunu ortadan kaldırmıştır.

KFA kestirim sürecinde 1 iterasyon için 49 çarpma ve 34 toplama olmak üzere 83 adet aritmetik işlem gerçekleştirmiştir. Donanımsal çalışmada seçilecek olan işlemcinin T süresi içerisinde KFA'na ait 83 adet aritmetik işlemini hesaplayabilecek donanıma sahip olması gerekecektir.

## 7. KAYNAKLAR


1. Liu, Z. Z., Luo, F. L., and Rashid, M. H., "Speed Nonlinear Control of DC Motor Drive with Field Weakening", IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 39, No. 2, pp. 417-423, 2003.

2. Sharaf, A. M., Altas, I. H. ve Ozkop, E., "Elektrikli Araçlar için Çift Çevrim Destekli DC Motor Kontrol Uygulaması", XII. EEBB Mühendisliği Ulusal Kongresi, 2007.

3. Sharaf, A. M., and Johnson, C., "A Novel Adaptive Rule Based Speed Controller for PMDC Motor Drives", IEEE International Symposium on Industrial Electronics, ISIE '95, pp. 272-278, 1995.

4. Saneifard, S., Prasad, N. R., Smolleck, H. A., and Wakileh, J. J., "Fuzzy Logic-based Speed Control of a Shunt DC Motor", IEEE Transactions on Education, Vol. 41, No. 2, pp. 159- 164, 1998.

5. Mehta, S., and Chiasson, J., "Nonlinear Control of a Series DC Motor: Theory and Experiment", IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 45, No. 1, pp.134-141, 1998.

6. El-Samahy, A. A., "Speed control of DC motor using adaptive variable structure control", IEEE 31st Annual Power Electronics Specialists Conference, PESC, pp. 1118-1123, 2000.

7. Cheung, J. Y. M., Cheng, K. W. E., and Kamal, A. S., "Motor Speed Control by Using a Fuzzy Logic Model Reference Adaptive Controller", IEE Power Electronics and Variable Speed Drives Conference, pp. 430-435, 1996.

8. Weerasooriya, S., and El-Sharkawi, M. A., "Identification and control of a DC Motor Using Back-propagation Neural Networks", IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 6, No. 4, pp. 663-669, 1991.

9. Haishui, Z., Dahu, W., and Keming, H., "Design on a DC Motor Speed Control", IEEE Intelligent computation Technology and Automation, Vol. 2, 11-12 May 2010.

10. Zabalawi, S. A., and Nasiri, A., "State Space Modeling and Simulation of Sensorless Control of Brushless DC Motors Using Instantaneous Rotor Position Tracking", IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, 2007.

11. Huang, G., and Lee, S., "PC-based PID Speed Control in DC Motor", IEEE Audio, Language and Image Processing, ICALIP 2008, 7-9 July 2008.

12. Grewal, S. M., and Andrews, A. P., "Kalman Filtering Theory and Practice Using Matlab", Prentice-Hall NewJersey, 2008.

13. Kuo, B. C., "Digital Control Systems", Oxford University Press Inc, USA, 1995.

# İÇTEN YANMALI BİR MOTORUN ÇEVRİM ŞEKİLLENDİRME METODU İLE DAYANIKLI HIZ KONTROLÜ

*Şinasi ARSLAN, **Özgür ALPAN

*Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, SAKARYA
** Motor, Kontrol & Transmisyon Sistemleri Yöneticiliği, Tofaş Ar-Ge, BURSA

sarslan@sakarya.edu.tr, ozgur.alpan@tofas.com.tr

## ÖZET

Bu çalışmada, hava debisini kontrol eden gaz kelebek plakasının konumu sistem girişi, motor devri ise sistem çıkışı olacak şekilde tanımlanan içten yanmalı bir motor için dayanıklı kontrol ailesinden biri olan çevrim şekillendirme metodu önerilmiştir. Öncelikle içten yanmalı motorun sahip olduğu yapısal olmayan çarpımsal belirsizlik olan tork oluşumu gecikmesi tanımlanmıştır. Ardından performans ölçütleri doğrultusunda hedeflenen uygun çevrim şeklinin seçimi için sistemin açık çevrim frekans cevabı incelenmiştir. Çevrim şekillendirme metodu ile simülasyon ortamında elde edilen $H_\infty$ kontrolörün performansı nominal motor modeli ve belirsizlik içeren aynı motor için test edilmiştir. Elde edilen $H_\infty$ kontrolör performans sonuçları grafiksel olarak sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** İçten yanmalı motor, dayanıklı kontrolör, çevrim şekillendirme, $H_\infty$ kontrolör.

# ROBUST SPEED CONTROL BASED ON LOOP SHAPING METHOD OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

## ABSTRACT

In this study, a robust controller based on loop shaping method which is a member of the robust controller family has been proposed for an internal combustion engine where throttle valve plate position which controls air mass flow rate as an input and the engine speed as an output. Firstly, induction to power stroke as known unstructured multiplicative uncertainty of the internal combustion engine has been determined. Then, the open loop system frequency response has been examined in order to select a suitable aimed loop shape in parallel of the performance criteria. The performance of the robust $H_\infty$ controller based on loop shaping method has been obtained in simulation environment and has been tested for the nominal model and uncertain model. Results of the robust $H_\infty$ controller performance have been illustrated.

**Keywords:** Internal combustion engine, robust controller, loop shaping, $H_\infty$ controller.

## 1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar alanındaki araştırmalar giderek artmaktadır. Motorların geliştirilmesi ile ilgili çalışmaların yasal zorunluluklara uyum, emisyon, sürülebilirlik ve performans gibi konularda yoğunlaştığı görülmektedir. Konvansiyonel dört zamanlı içten yanmalı motorların çalışma prensipleri ve mekaniği ile ilgili çalışmalar büyük oranda tamamlanmıştır. İçten yanmalı motorlarda doğrusal olmayan dinamik yapı, fazla sayıdaki algılayıcı ve eyleyici belirsizlikleri, sistemin nominal parametreleri üzerindeki belirsizlikler düşünüldüğünde dayanıklı kontrol tasarımın kaçınılmaz olduğu görülmektedir [1].

Yakıt tüketimi ve performans arasındaki dengenin en uygun şekilde kurulması, tanımlı tüm çalışma aralıklarında sürücünün isteklerine hızlı bir şekilde tepki vermesi, yasal zorunlulukları karşılayacak emisyon ve duman salınımlarının kontrol altında tutulması ve sürüş esnasında boyuna titreşimlerin olabildiğinde az olması temel içten yanmalı motor kontrol problemleri arasında yer almaktadır [2]. Bu problemlerin birçoğunda

motor devrinin hassas bir şekilde dayanıklı kontrolü gerekmektedir.

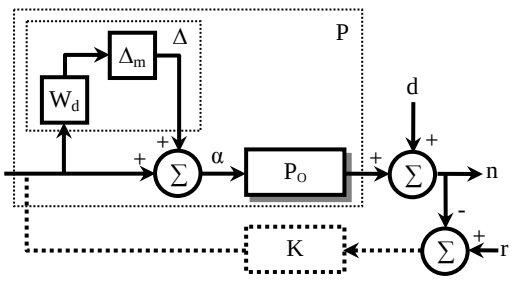
Tek giriş, tek çıkışlı sistem (SISO) ve çok giriş, çok çıkışlı sistem (MIMO) olmak üzere içten yanmalı motorun dayanıklı devir kontrolü ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Sayısal geri besleme teorisini (QFT) kullanılarak rölânti devri kontrolü ile ilgili çalışmalarda çevrim şekillendirme (LS) metodu uygulanmıştır [3]. Vitesin takılı olduğu konumda, herhangi bir pedal basılı değil iken rölânti devrinin oluşturduğu boyuna titreşimlerin sönümlemesi konusunda LS metodu tabanlı $H_\infty$ dayanıklı kontrolör kullanarak çalışmalar yapılmıştır [4]. LS metodu tabanlı $H_\infty$ dayanıklı kontrolör için ağırlık seçimi konusunda çalışmalar mevcuttur [5]. Elektrikli veya hibrit araçlarda yaygın olarak kullanılan servo mekanizmalar üzerine LS metodu tabanlı $H_\infty$ dayanıklı kontrolör uygulanan çalışmalar da vardır [6].

Bu çalışmada SISO olarak tanımlanmış içten yanmalı motorun LS metodu tabanlı $H_\infty$ dayanıklı kontrolör ile devir kontrolü çalışması verilmiştir.

## 2. SİSTEM MODELİ

İçten yanmalı motorda özellikle havanın iletimi ile ilgili gecikmeler söz konusudur. Anlık tork talebi karşısında emme girişinden yanma odasına kadar havanın kat etmesi gereken süre, tork oluşumu gecikmesi (IPS) olarak ifade edilmiş ve bir sistem belirsizliği olarak içten yanmalı motorların dayanıklı kontrolünde dikkate alınmıştır [7-9].

Bu çalışmada kontrol tasarımı yapılan kıvılcım ateşlemeli motor sistemine ait açık-çevrim blok diyagramı Şekil 1'de verilmiştir.



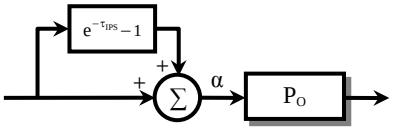

Şekil 1. Belirsizlik içeren sistemin açık çevrimi.

Şekil 1'de verilen parametreler sırasıyla, sistemin yapısal olmayan $W_d$ çarpımsal belirsizliği, $\Delta_m$ belirsizlik transfer fonksiyonunu, d sisteme etkiyen bozucu sinyali, $P_o$ sistemin belirsizlik içermeyen nominal modelini, r referans sinyalini ifade etmektedir. Yapısal olmayan çarpımsal transfer fonksiyonunun sistem girişine dahil edildiği toplam sistem $\Delta = \Delta_m.W_d$ olmak üzere

$$P(s) = P_o(s)(1 + \Delta_m(s)) \quad (1)$$

ile ifade edilir. Bu denklemde normalleştirilmiş ve kararlı $\Delta_m$ için, $\|\Delta_m\|_\infty \leq 1$ koşulu yazılabilir.

IPS olarak tanımlanan sistem belirsizliğinin blok diyagramı gösterimi Şekil 2'de verilmiştir.




Şekil 2. Yapısal olmayan belirsizlik gösterimi.

Zaman gecikmesi

$$\tau_{IPS} \approx 2\pi / \omega_e \quad (2)$$

ile hesaplanabilir [1]. Burada, $\omega_e$ motor açısal hızı olup 750 rpm'lik motor devri için hesaplanan maksimum gecikme 0.08s'dir.

Bu çalışmada kullanılan içten yanmalı motorun transfer fonksiyonu

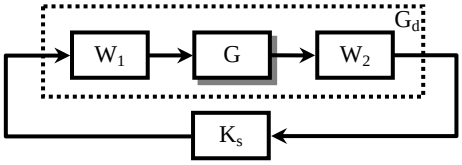
$$P_o(s) = \frac{281.1s + 608.6}{s^2 + 3.773s + 2.912} \quad (3)$$

ile verilmiştir [1].

## 3. KONTROL TASARIMI

Çevrim şekillendirme metodu tabanlı $H_\infty$ dayanıklı kontrolör tasarımında öncelikle nominal sistemin tekil değerleri hedef çevrim tekil değerlerine göre $W_1$ ve $W_2$ ön ve arka ağırlık filtreleri ile şekillendirilir. Buna göre arzu edilen çevrim şekli ile nominal sistem arasında $G_d = W_2 G W_1$ ilişkisi yazılabilir [10].

Şekil 3'te çevrim şekillendirme blok diyagramı görülmektedir.




Şekil 3. Çevrim şekillendirme blok gösterimi.

Normalleştirilmiş sol çarpanlara ayırma metodu (LCF) ile hedef çevrim $G_d = M^{-1}N$ şeklinde çarpanlarına ayrılabilir [11]. M ve N matrislerinin hesaplanmasından sonra sistemi dayanıklı bir şekilde kararlı hale sokan $H_\infty$ kontrolörü

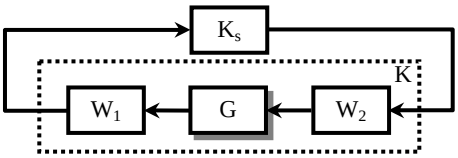
$$\left\| \begin{bmatrix} K_s \\ I \end{bmatrix} (I - G_d K_s)^{-1} M^{-1} \right\|_\infty \le \gamma \qquad (4)$$

ile hesaplanır [10,11]. Denklem 4'ten elde edilen $K_s$ daha önce elde edilen $W_1$ ve $W_2$ ön ve arka şekillendirme filtreleri kullanılarak

$$K = W_2 K_s W_1 \qquad (5)$$

son kontrolör bulunur [10,11].

Kontrolörün blok diyagramı Şekil 4'te gösterilmiştir.

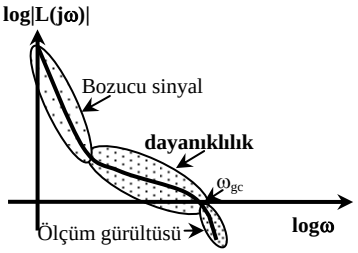



Şekil 4. Son kontrolör gösterimi.

Çevrim şekillendirme metodunun kısaca amacı arzu edilen $G_d$ çevrim şekline sahip ve sistemi kararlı hale sokan $H_\infty$ en uygun K kontrolörü bulmaktır. Hesaplama sonrasında elde edilen $\gamma$ değeri bir hassasiyet göstergesi olup, arzu edilen çevrim şeklinin $G_d$'ye ne kadar yaklaşıldığını gösterir. $\gamma = 1$ ise sistem tam olarak arzu edilen şekle sokulmuştur.

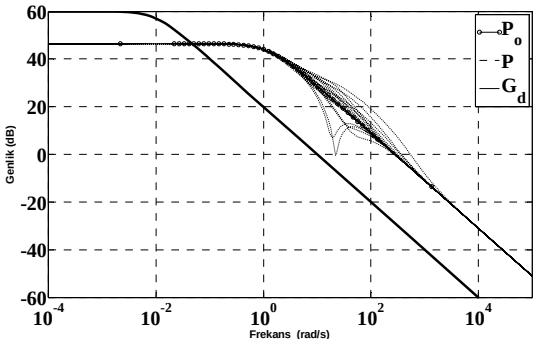
Kontrol tasarımında arzu edilen çevrim transfer fonksiyonu $G_d$'nin tasarımı önemlidir. Dayanıklı kontrol ancak iyi kazanç ve faz payları ile mümkün olmaktadır. $g_m$ kazanç payı çevrimin kararlığını kaybedene dek sağladığı kazanç miktarıdır. Yüksek kazanç payı sistem modellemedeki kazanç hatalarının kararsızlık oluşturmasına engel olur. $\phi_m$ faz payı ise çevrim kararlığını kaybettiği faz sınırı olarak tanımlanabilir. Genel olarak dayanıklı kontrol tasarımında 30° ve 60° sistem cevabı üzerinde salınım olmaması tercih edilir.

Düşük frekanslı bozucu sinyallerin etkisinin bertaraf edilmesi ve iyi referans takibi için çevrim genliğinin düşük frekanslarda yüksek olması istenir. $\omega_{gc}$ kazanç geçiş frekansı çevrimin 0 dB'i kestiği frekans olup bu değerin de olabildiğince yüksek olması dayanıklılık açısından önemlidir. Bozucu sinyallerin etkisini azaltmak için çevrimin ilk kısmının eğimi olabildiğince dik olmalıdır [12]. $\omega_{gc}$ kazanç geçiş frekansı performans ile dayanıklılık arasındaki geçiş bölgesi olarak bilinir ve $G_d$'nin seçiminde önemli bir parametredir. Tasarım ölçütlerinin frekans diyagramı üzerinde şematik gösterimi Şekil 5'te verilmiştir.




Şekil 5. Çevrim transfer tonksiyonu tasarım ölçütleri.

Sistem üzerinde ölçüm gürültüsü söz konusu ise, $\omega_{gc}$ kazanç geçiş frekansının hemen sonrasındaki genliklerin düşük olması istenir. Kabaca çevrim şekillendirme yöntemi, performans için seçilen yüksek kazanç ile dayanıklılık için seçilen düşük kazanç bölgesinin en uygun şekilde belirlenmesi işlemidir. Bu kontrol probleminde nominal ve belirsizliklerin dahil edildiği tüm alt sistemlerin tekil değer gösterimi Şekil 6'da verilmiştir.




Şekil 6. Sistemin tekil değerleri.

Bu kontrol problemi için seçilen $G_d$ çevrim transfer fonksiyonu

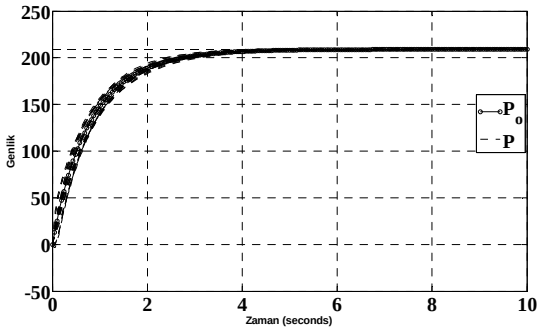
$$G_d = \frac{10}{s + 0.01} \qquad (6)$$

deneyerek seçilmiştir. Şekil 6'da görüleceği üzere belirsizlik (15-40) dB genlik ile 50 rad/s frekans dolaylarında yoğunlaşmaktadır.

Sonraki bölümde belirsizlik içeren sistem ve tüm alt sistemlerini kararlı hale sokan kontrolör ile ilgili benzetim sonuçları verilmiştir.

## 4. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI

Açık çevrim nominal sistemin ve belirsizlik içeren tüm alt sistemlerin adım fonksiyon cevabı Şekil 7'de gösterilmiştir. Buna göre nominal ve belirsizlik içeren tüm alt sistemlerin kararlı olduğu görülmektedir.

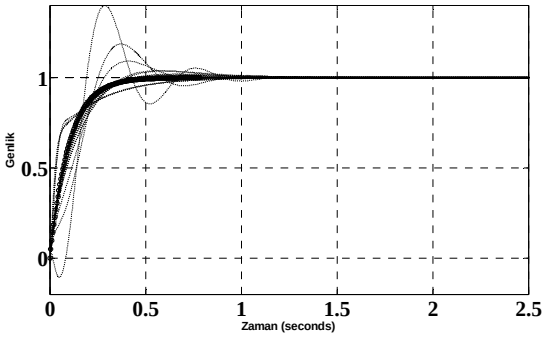



Şekil 7. Sistem açık çevrim cevabı.

MATLAB® "loopsyn" alt programı yardımıyla sistemi arzu edilen çevrim transfer fonksiyonuna yaklaştırarak kararlı hale sokan kontrolör hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonrasında ulaşılan $\gamma$ = 1.4162 olup hedef çevrim transfer fonksiyonuna olan yaklaşma hatası 3.0223 dB kabul edilebilir değerinde bulunmuştur. Hesaplanan kontrolör

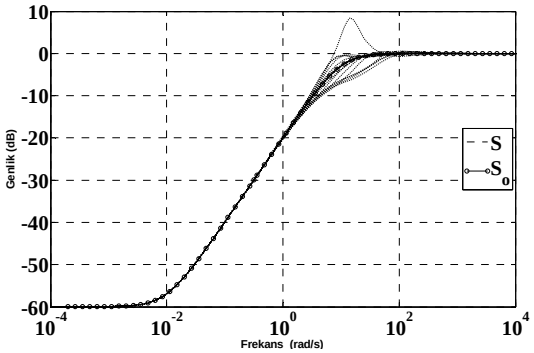
$$K(s)=\frac{145.8s^3+5.976e5s^2+2.253e6s+1.739e6}{s^4+8214s^3+1.688e7s^2+3.667e7s+3.65e5} \qquad (7)$$

olarak elde edilmiştir. Bu LS metodu tabanlı $H_\infty$ dayanıklı kontrolör ile belirsizlikten kaynaklanan olası tüm alt sistemlerin kapalı çevrim adım cevabı Şekil 8'de verilmiştir.




Şekil 8. Olası sistemlerin kapalı çevrim adım cevabı.

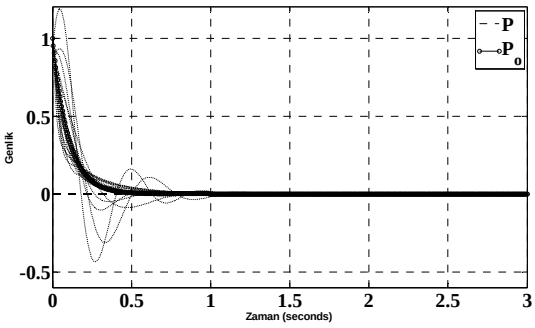
Kapalı çevrim cevabında görüleceği üzere hesaplanan kontrol nominal sistemin tüm alt sistemlerini kararlı hale sokmaktadır. Kontrolörün nominal sistemin ve tüm belirsizliklerin dahil edildiği alt sistemleri için bozucu sinyal karşısındaki performansı Şekil 9'da verilmiştir. Nominal ve dayanıklılık ölçütlerinde sistemin kapalı çevrim transfer fonksiyonuna ait S hassasiyet fonksiyonu kullanılmıştır.




Şekil 9. Bozucu sinyale karşı frekans cevabı.

Şekil 9'a göre tasarlanan kontrolör, nominal sisteme ve olası tüm alt sistemlere etkiyecek düşük frekanslı bozucu girişleri dayanıklı bir şekilde reddetmektedir.

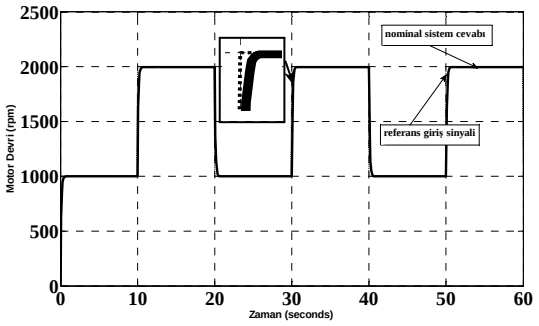
Benzer şekilde sisteme bozucu sinyal etkimesi durumunda olası tüm alt sistemlerin zaman alanında cevabı Şekil 10'da gösterilmiştir.




Şekil 10. Bozucu sinyale karşı zaman performansı.

Grafik incelendiğinde nominal ve tüm alt sistemlerine etkiyecek adım şeklindeki bozucu giriş sinyalinin etkisi maksimum 1s içerisinde sıfırlanmaktadır.

Şekil 11'de elde edilen kontrolcünün nominal sistem üzerindeki performansı verilmiştir. Buna göre 0.6 s oturma zamanı ile sistem referansı yakalanarak sıfır hata ile takip edilmektedir.




Şekil 11. Nominal sistem referans takibi.

## 5. SONUÇLAR

LS metodu tabanlı $H_\infty$ dayanıklı kontrolörün yapısal olmayan belirsizliklerden oluşan içten yanmalı motor gibi dinamik sistemlerde başarıyla uygulanabileceği görülmüştür.

Gerçekleştirilen dayanıklılık analizleri sonrasında elde edilen kontrolörün, sistemin olası tüm yapılarına etki edecek düşük frekanslı bozucu sinyalleri maksimum 1 s içerisinde sıfırlamaktadır.

Nominal sistemin zaman alanında referans takibi incelendiğinde maksimum oturma zamanının 0.6 s olduğu görülmektedir. Bu değer motor gibi yüksek ataletli sistem için ideal ve kabul edilebilir seviyededir.

Sonuçta $H_\infty$ tabanlı çevrim şekillendirme yöntemi ile elde edilen kontrolcünün gerçek zamanlı motor kontrol problemlerinde uygulanabileceği görülmüştür. Bu metodun bir dezavantajı olarak yüksek dereceli kontrolör elde edilmiştir. Hankel vb. yöntemler ile derece indirgeme çalışması yapılabilir.

## 6. KAYNAKLAR

1. Arslan, Ş., ve Alpan Ö., "İçten Yanmalı bir Motorun Dayanıklı Hız Kontrolü", 16. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Erzurum, 12-13 Eylül 2013.
2. Arslan, Ş., ve Alpan, Ö., "Gaz Kelebek Plakasının Gözlemcili Durum Geri Beslemeli Konum Kontrolü", Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, TOK-2012, s. 330-333, Niğde, 11-13 Ekim 2012.
3. Gharip, R., M., and Moavenian, M., "A New Generalized Controller for Engine in Idle Speed Condition", Journal of Basic and Applied Scientific Research, 2(7)6596-6604, 2012.
4. Sun, X., Scotson, D.,P., and Balfour, G., "A Further Application of Loop Shaping H-infinity Control to Diesel Engine Control – Driven-Idle Speed Control" SAE Technical Paper Series, 2002-01-0197.
5. Lanzon, A., "Simultaneous Synthesis of Weights and Controllers in H-inf Loop-Shaping", Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control Orlando, Florida USA, Aralık 2011.
6. Ban, N., Ogawa, H., Ono, M., and Ishida, Y., "A Servo Control System Using the Loop Shaping Design Procedure",World Academy of Science, Engineering and Technology 36 2009.
7. Ingram, G., A., Franchek, M., A., Balakrishnan, V., and Surnilla, G., "Spark Ignition Engine Torque Management", American Control Conference, Proceedings of the 2003.
8. Akyıldız, B., "Idle Speed Control of a Diesel Engine", Y. Lisans, Boğaziçi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007.
9. Akyıldız, B., Köse, İ., E., ve Güvenç, L., "$H_\infty$ Yaklaşımıyla Dizel Motor Dayanıklı Rölanti Devri Kontrolü", 3. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Otekon'06, 26-28 Haziran 2006.
10. Le, V. X., and Safonov, M. G.,"Rational Matrix GCD's and the Design of Squaring-Down Compensators-A State-Space Theory", IEEE Transactions On Automatic Control, Vol. 37, No. 3, Mart 1992.
11. Glover, K., and McFarlane, D., "Robust Stabilization of Normalized Coprime Factor Plant Descriptions with H-inf Bounded Uncertainty", IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 34, No. 8, Ağustos 1989.
12. Astrom, K., J., and Murray R., M., "Feedback Systems", ISBN-10: 0691135762, 2008.

# İÇTEN YANMALI BİR MOTORUN DAYANIKLI HIZ KONTROLÜ

*ŞinasiARSLAN,**ÖzgürALPAN

*SakaryaÜniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, SAKARYA
** Motor, Kontrol & Transmisyon Sistemleri Yöneticiliği, Tofaş Ar-Ge, BURSA

sarslan@sakarya.edu.tr, ozgur.alpan@tofas.com.tr

## ÖZET

İçten yanmalı motorlar (ICE), araçları sadece hareket ettirmeleri yanında bozucu etkilerin altında belirli düzgün hızlarda çalışabilmelidirler. Doğrusal olmayan ve büyük ölçüde belirsizlik içeren motor sistem modelleri, değişik yük ve hız şartlarında; emisyon, performans, yakıt tüketimi ve sürülebilirlik gibi beklentilerini karşılamaya yönelik çalışmalar artan hızla devam etmektedir. Bir motorun, ana başlıkları verilen bu talepleri sağlayabilmesi, ancak model tabanlı dayanıklı kontrol tasarımı ile gerçekleştirilebilmektedir. Bu çalışmada, dayanıklı kontrol metodunun kullanımı ile motor üzerindeki belirsizliklerin tanımlanması ve hız kontrolü yapılmıştır. Gaz kelebek plakası pozisyonu giriş, motor devri çıkış olacak şekilde tek giriş ve tek çıkış (SISO) olarak tanımlanan doğrusal olmayan ICE sistem modeli, gerçek bir motor üzerinden toplanan giriş ve çıkış verileri ile Hammerstein-Wiener sistem tanılama tekniği ile elde edilmiştir. Bu SISO model yapısal olmayan çarpımsal belirsizlik içeren durum için $H_\infty$ dayanıklı kontrolü, benzetim yoluyla gerçekleştirilmiş ve elde edilen kontrolörün kararlılık ve performans sonuçları irdelenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** İçten yanmalı motor, dayanıklı kontrolör, sistem tanılama, $H_\infty$ kontrolör.

# ROBUST SPEED CONTROL OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

## ABSTRACT

Internal combustion engines are not only to move the vehicles, but also enable to have to be run evenly with certain speed under disturbance effects. The studies on non-linear engine systems which in a great degree consisting of uncertain parameters under conditions of variable loads and speeds have been continuing in rapidly increasing rate to meet some expectations such as emission, performance, fuel consumption, and drivability. These main demands can be realized only with model based robust design method. In this study, the speed control and identifying of uncertain parameter have been performed by using the robust control method. The non-linear ICE model which is defined as single input and single output (SISO) has been obtained with Hammerstein-Wiener system identification technique by using throttle valve position as input and engine speed as output data that have been taking out of a real-time engine setup. A robust controller based $H_\infty$ method has been realized by simulation for this SISO unstructured model with multiplied uncertainty and results of stability and performance of the robust controller have been discussed.

**Keywords:** Internal combustion engine, robust controller, system identification, $H_\infty$ controller.

## 1. GİRİŞ

Gelişen teknolojileri ile beraber otomobiller günlük hayatın vazgeçilmez ulaşım araçları arasında yer almaktadır. Otomobillerin en önemli bileşeni ise motor ve güç aktarma organlarıdır. Konvansiyonel motorlar, buji ateşlemeli benzinle çalışan ve sıkıştırmalı ateşlemeli dizel olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Bu tip motorların haricinde LPG, CNG veya bio-etanol gibi alternatif yakıtları kullanan içten yanmalı motorları da

yollarda görmek mümkündür. Motorlar kendi içlerinde çok farklılaşmış olsa da, benzer yönetmelik ve performans beklentileri doğrultusunda sürekli geliştirilmeleri zorunludur.

Motoru mekanik olarak tek başına geliştirmek yeterli değildir. İster mekanik, ister elektronik olsun, kontrolsüz bir motor uygulaması düşünülemez. Bu bakımdan, içten yanmalı motorlar (ICE) için kontrol tasarımı yapmak zorunludur.

Rölanti devri kontrolü, tork kontrolü, hava-yakıt (A/F) kontrolü, emisyon kontrolü, sürülebilirlik ve yakıt tüketimi kontrolü, Motor kontrol sistem arızası sistemi (EOBD) ile motorun çevreye verdiği etkilerde uyması gereken yasal zorunlulukları ve performans gereksinimlerinden dolayı kontrolü gerekmektedir. Günümüzde gelişen motor kontrol birimleri (ECU) ile dayanıklı modern kontrol metotları kullanılarak yukarıda istenen yasal zorunluluk ve performans ölçütlerini sağlamak mümkün olmaktadır.

Modern kontrol metotlarının adımları, sistem tanılama (model tabanlı kontrol), sistem belirsizliğinin ifade edilmesi (hiçbir sistem nominal değildir, mutlaka belirsizlik içermektedir), belirsizliklerin dahil edildiği sistem, istenilen performans ölçütlerini karşılayarak kararlı hale sokan kontrolörün elde edilmesi olarak sıralanabilir.

Model tabanlı kontrol tekniğinin uygulanmasının bir amacı da ECU yazılımında bulunan çok fazla değişkenin sürekli değişen motor tipleri için her seferinde yeniden en uygununun bulunması zorunluluğunu ortadan kaldırmasıdır. Kalibrasyon olarak bilinen bu işlem oldukça maliyetli ve yıpratıcı olabilmektedir.

Motor gibi yüksek derecede doğrusal olmayan, dinamik karakteristiğe sahip bir sistemin tanımlanması konusunda, doğrusal olmayan sistem tanılama metotlarından Hammerstein-Wiener metodu uygulamaları, kaynaklarda yer almaktadır [1,2].

İçten yanmalı motorlarda önemli bir parametre olan ve tork oluşumuna direk etkisinden dolayı hava debisi kontrolü konusunda çalışmalar gerçekleştirilmiştir [3]. Benzer şekilde bir motorun tork modeline ait sistem modelinin kestirimi eş-zamanlı olarak Kalman filtresi kullanarak yapılmıştır [4]. Dizel motorun sistem modelini Hammerstein-Wiener metodu ile elde ederek, genelleştirilmiş kestirimci kontrol (GPC) yöntemi ile ilgili çalışmalar bulunmaktadır [5]. Emisyon ve tork kontrolünün hassas bir şekilde kontrol edilmesi konusunda önemli bir parametre olan silindir basıncını pahalı algılayıcılar ile ölçmek yerine algoritma tabanlı kestirimi konusunda çalışmalar yapılmıştır [6].

ICE sistem modeli kestirimi ve parametrik olmayan çarpımsal belirsizlik içerdiği durum için $H_\infty$ metodu tabanlı dayanıklı kontrolü deneysel olarak çalışılmıştır [7].

Belirsizlik içeren bir dizel motorun rölanti devri kontrolü, μ-sentez metodu D-K tekrarlaması tabanlı $H_\infty$ metodu kullanılarak dayanıklı kontrolör gerçekleştirilmiştir [8,9]. Aynı kontrol probleminin dayanıklı kontrolörünün PI kontrol yöntemi ile yapılan çalışmalar da mevcuttur [10].

Kaynaklarda özellikle hava emiş gibi iletim esnasında gecikmeye sahip motor üzerindeki sistemlerde, anlık tork talebi karşısında emme girişinden yanma odasına kadar havanın kat etmesi için gereken süre, tork oluşumu gecikmesi (IPS) olarak ifade edilmiş ve bir sistem belirsizliği olarak dayanıklı kontrol tasarımında dikkate alınmıştır [7,9].

Bu çalışmada, dizel motora göre daha çevreci benzinli motorun doğrusal olmayan sistem modeli SISO olarak Hammerstein-Wiener metodu ile elde edilmiş, sistemin sahip olduğu parametrik olmayan çarpımsal belirsizlikler dahilinde bozucu etkilere karşı dayanıklı kontrolü $H_\infty$ metodu ile yapılmış ve performans sonuçları grafiksel olarak sunulmuştur.

## 2. SİSTEM MODELİ

### 2.1. Sistem Tanımlama

Birçok mühendislik problemlerin çözümü için sistem modeline ihtiyaç duyulmaktadır. Sistem modeli fiziksel sistemin davranışını

karakterize eden matematiksel işaretlerin bütünü olarak tanımlanabilir. Sistem ise çeşitli girişler karşısında çeşitli çıkışlar üreten nesne olarak tanımlanır [11].

Mühendislik problemleri ile ilgili sistem bir süreç, mekanizma, makine veya bu çalışmada bahsedildiği üzere içten yanmalı motor olabilir.

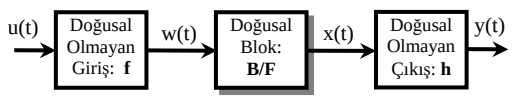
Bir sistem ile ilgili kontrol problemi söz konusu olduğunda, sistem için transfer fonksiyonları kullanılır. Motor, çalışma yapısı ve dinamik karakteristiği özelliği ile doğrusal olmayan bir yapıya sahiptir.

Dinamik sistemler üzerine enerji verildiğinde bu enerjiyi muhafaza edip daha sonra açığa çıkan sistemlerdir. Doğrusal olmayan sistem ise kısaca girişi ile çıkışı arasında doğrudan doğruya oransal bir ilişki bulunmayan sistemlerdir.

Motor, üzerinde bulunan algılayıcı ve eyleyicilerin ölçüm ve cevap belirsizlikleri, kuru ve dinamik sürtünmeler, IPS gibi çeşitli gecikmeler gibi belirsizliğin ve doğrusal olmayan alt sistemlerin fazlaca yer aldığı bir ana sistemdir.

Sistem tanılama kısaca bilinen giriş-çıkış verileri kullanılarak sonraki herhangi bir giriş sinyali için çıkış sinyalini tanımlayan sistem modelinin oluşturulması şeklinde tanımlanır.

Doğrusal olmayan sistemlerin model kestirimi konusunda bilinen ve uygulanan bir metot olan Hammerstein-Wiener doğrusal olmayan sistem tanılama tekniğidir [1,2]. Bu model Şekil 1'de gösterildiği gibi doğrusal sistem, doğrusal olmayan giriş ve çıkış fonksiyonları tarafından çevrelenerek, toplam sistemin doğrusal olmayan modeli elde edilebilir [12].




Şekil 1. Hammerstein-Wiener modeli.

Şekil 1'de verilen tümleşik sistem, eğer sadece sistem girişinde doğrusal olmayan ifade var ise Hammerstein, benzer şekilde sadece sistem çıkışında doğrusal olmayan ifade var ise Wiener model olarak adlandırılmaktadır. Her ikisinin birlikte bulunması durumunda ise sistem Hammerstein-Wiener olarak adlandırılır. Motor sistemi için giriş sinyali olarak algılayıcıların dinamik modelleri ve doğrusal olmayan gecikmeler, çıkışında ise çeşitli sürtünmeler ve eyleyicilerin doğrusal olmayan yapıları nedeniyle Hammerstein-Wiener metodu tercih edilmiştir.

Şekil 1'de verilen model için eyleyici tarafındaki Hammerstein doğrusal olmayan blok için u(t) giriş ve w(t) çıkış sinyalleri arasında

$$w(t) = f(u(t)) \tag{1}$$

statik doğrusal olmayan bir ilişki ile ifade edilir. Aynı zamanda algılayıcı tarafındaki Wiener doğrusal olmayan blok için x(t) giriş ve y(t) çıkış sinyalleri arasında

$$y(t) = h(x(t)) \tag{2}$$

statik doğrusal olmayan bir ilişki ile ifade edilir. İki doğrusal olmayan blok arasındaki doğrusal bloğun w(t) giriş kelebek açısı ve x(t) çıkış motor devri arasında kestirilen doğrusal model

$$\begin{aligned} x(t) &= \frac{B(q^{-1})}{F(q^{-1})} w(t-nk) \\ B(q^{-1}) &= b_0 + b_1 q^{-1} + b_2 q^{-2} + ... + b_{nb} q^{-nb} \\ F(q^{-1}) &= 1 + f_1 q^{-1} + f_2 q^{-2} + ... + f_{nf} q^{-nf} \end{aligned} \tag{3}$$

ile ifade edilir. Burada, ($q^{-1}$) zaman gecikme operatörü ile tanımlanan $B(q^{-1})$ ve $F(q^{-1})$ kestirilecek skalar polinomları, "nk" transport gecikmesini, "nb" ve "nf" ise polinom derecelerini gösterir. ($q^{-1}$) zaman operatörü örnekleme aralığı ile ilişkili olup, "T" örnekleme zamanı için $u(t)q^{-1} = u(t-T)$ olarak yazılabilir.

Hammerstein-Wiener modeline göre doğrusal olmayan giriş fonksiyonu, sigmoid network, wavelet network, doyum, ölü bölge, parça-parça doğrusal fonksiyon veya tek-dereceli polinom olarak tanımlanabilir.

Bu çalışmada doğrusal olmayan giriş modeli için wavelet network kullanılmıştır.

Sistem tanılama ile ilgili verilen denklemlerde seçilen parametreler Tablo 1'de verilmiştir.

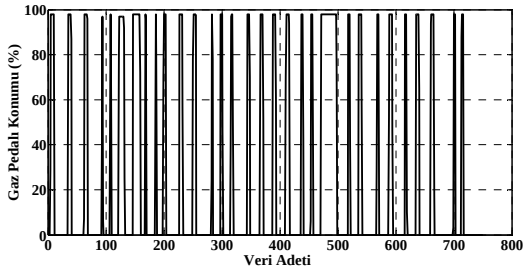
Tablo 1. Seçilen sisten tanılama parametreleri.

| Parametre | Açıklaması | Değeri |
|---|---|---|
| **nk** | Transport gecikmesi | 1 |
| **nb** | **B** derecesi (sıfırlar) | 2 |
| **nf** | **F** derecesi (kutuplar) | 3 |
| **T** | Örnekleme zamanı | 0.119 |

## 2.2. Sistem Modeli Kestirimi

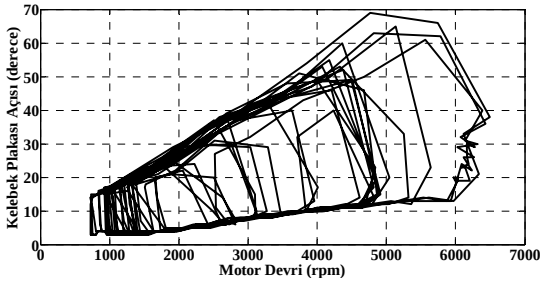
Sistem tanılama tekniğiyle uygulanan sözde rasgele ikili dizi sinyali (PRBS) girdisi ile elde edilen çıkış değişkeni değerleri kullanılarak sistem modeli Hammerstein-Wiener modeli ile elde edilmiştir [2,11].

Örnekleme zamanı $T=0.119\,s$ olarak belirlenmiş ve veri toplama işlemi için gerçel eş zamanda Fiat-Tofaş 1.4lt 16V Euro5 95hP doğal hava emişli motor test sistemi kullanılmıştır. Sisteme gaz pedalı sinyali PRBS girdisi olarak uygulanmış, kelebek plakasının açısına göre motor devrindeki değişim diğer parametreler sabit tutularak kayıt edilmiştir. Uygulanan PRBS sinyali Şekil 2'de verilmiştir.



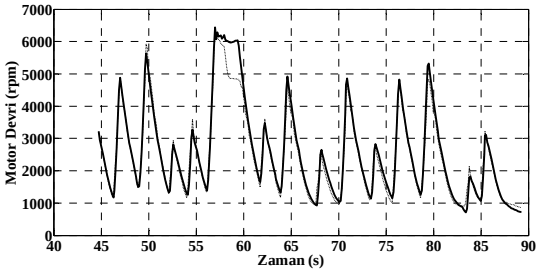

Şekil 2. PRBS sinyali.

Veri toplama işlemi motorun rejimde olduğu bölgede gerçekleştirilerek, avans gibi diğer önemli parametreler sabit kabul edilmiştir. Veri toplama işlemi sonrasında hava debisinin kontrol edilmesini sağlayan kelebek plakasının açı değişimine karşılık motor devrinin değişimine ait faz diyagramı Şekil 3'de verilmiştir.




Şekil 3. Kelebek açısı ve motor devri faz gösterimi.

Tanılama işlemi sonucu elde edilen sistem ile gerçek sistem verisinin karşılaştırılması Şekil 4'de verilmiştir.




Şekil 4. Tanılanan sistem ile gerçek sistemin hızı.

Tanımlanan sistemin %81.29 doğrulukla gerçek sisteme yaklaştığı görülmüştür.

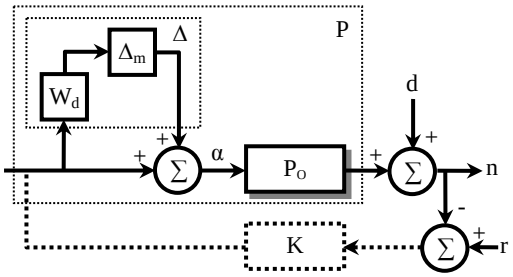
Kontrol tasarımı yapabilmek için tanılanan sisteme ait transfer fonksiyonu

$$P_o(s) = \frac{281.1s + 608.6}{s^2 + 3.773s + 2.912} \tag{4}$$

deneysel olarak kestirilmiştir.

## 3. KONTROL TASARIMI

Sistemin sahip olduğu belirsizlikler vearzu edilen performans filtreleri ile açık çevrim gösterimi Şekil 5'de verilmiştir.



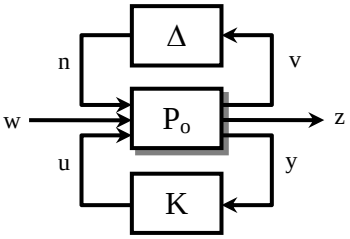

Şekil 5. Sistemin açık çevrim gösterimi.

Şekil 5'de verilen parametreler sırasıyla $W_d$, sistemin sahip olduğu parametrik olmayan çarpımsal belirsizlikleri, $\Delta_m$ belirsizliklerin transfer fonksiyonunu, d sisteme etkiyen bozucu sinyali, $W_p$ sistem çıkışında arzu edilen performans ölçütünü sağlayan filtreyi, $P_o$ sistemin belirsizlik içermeyen nominal modelini, r referans sinyalini ifade etmektedir. Parametrik olmayan çarpımsal transfer fonksiyonunun sistem girişine dahil edildiği toplam sistem $\Delta = \Delta_m.W_d$ olmak üzere

$$P(s) = P_o(s)(1 + \Delta_m(s)) \tag{5}$$

ile ifade edilir. Denklemde normalleştirilmiş ve kararlı $\Delta_m$ için, $||\Delta_m||_\infty \leq 1$ koşulu yazılabilir.

Parametrik belirsizlikler dahilinde sistemin genel çerçeve gösterimi Şekil 6'da sunulmuştur.



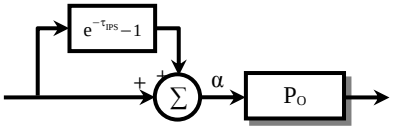

Şekil 6. Sistemin indirgenmiş gösterimi.

Şekil 6'da verilen w kontrol edilemeyen girişler; gürültü, bozucu etkileri ve referans sinyalleri içeren vektör, z kontrol edilmek istenen sistem değişken ve izleme hataları, u kontrol sinyali, y ölçüm sinyali, v belirsizlik giriş vektörü, n belirsizlik çıkış vektörü olarak ifade edilmiştir. Bu çalışmada, kontrol edilmek istenen büyüklük motor devri olup, kontrolör kelebek plakasının pozisyonunu kontrol edecektir.

Dayanıklı kontrol tasarımında önemli parametrelerden bir tanesi de belirsizlikleri ifade etmektir. Bu çalışmada, motor sistemi için parametrik olmayan çarpımsal belirsizlik tanımlanmış ve $\tau_{IPS}$ IPS zaman gecikmesi olarak ifade edilen bu belirsizlik [1,2,7,8,9]

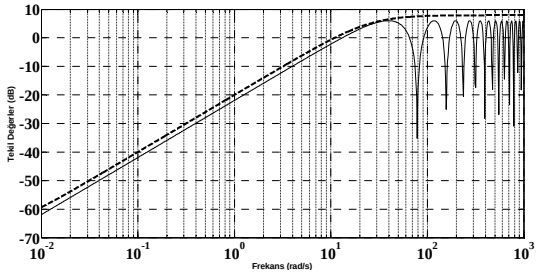
$$\tau_{IPS} \approx 2\pi / \omega_e \tag{6}$$

ile hesaplanır. Burada, $\omega_e$ motor devri olup gecikmenin yüksek olduğu motor devri olarak 750 rpm seçilmiş ve Denklem 6 kullanılarak maksimum gecikme $\tau_{IPS}$, 0.08 s olarak hesaplanmıştır. Şekil 7'de gecikme ile birlikte sistem belirsizliği gösterilmiştir.




Şekil 7. Parametrik olmayan belirsizlik gösterimi.

Parametrik olmayan çarpımsal belirsizliğe ait transfer fonksiyonunun frekans cevabı ve bu transfer fonksiyonunu kapsayacak belirsizlik filtresi $W_d$, Şekil 8'de grafiksel olarak gösterilmiştir.




Şekil 8. Belirsizlik frekans cevabı.

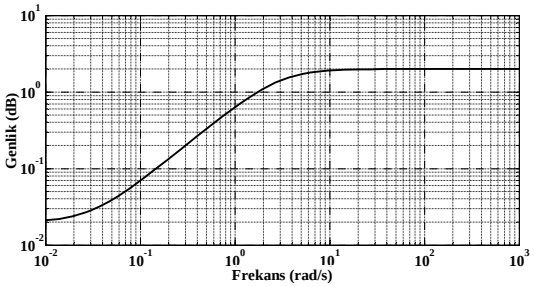
$\Delta$ belirsizliği çevreleyen $W_d$ filtresine ait transfer fonksiyonu

$$G_d = \frac{0.25s + 0.001}{0.1s + 2.5} \tag{7}$$

ile verilmiştir. Dayanıklı kontrol tasarımında diğer bir önemli parametre ise performans filtresidir. Bu filtre sistemin çıkışını arzu edilen performans gereksinimlerine göre şekillendirmek için kullanılır. Bu çalışmada kullanılan performans ağırlık filtresi

$$W_p = \frac{0.5s + 1.5}{s + 0.03} \tag{8}$$

ile verilmiştir. Performans filtresinin tersinin frekans cevabı ise Şekil 9'da verilmiştir.




Şekil 9. $1/W_p$ Frekans cevabı.

Performans filtre seçimi konusunda kesin tasarım ölçütleri olmamakla beraber bir takım yöntemler ile ilgili detaylı bilgi kaynakta bulunabilir [13].

Dayanıklı kontrol tasarımında amaç belirsizlikleri kapsayacak şekilde ana sistemi ve tüm alt sistemlerini kararlı hale sokan K kontrolörü hesaplamaktır. Bu çalışmadaki problem için dayanıklı kontrolör tasarım ölçütü $S=1/(1+PK)$ hassasiyet fonksiyonunu kullanarak

$$\min_{K-\text{kararlı}} \left\| \frac{W_p S}{W_d K S} \right\| < \gamma \tag{9}$$

ile bulunur. Denklemde verilen γ ifadesi ulaşılan sistem normunu ifade etmekte olup genelde 1 olması istenir. Bu değer SISO sistem için giriş sinyaline uygulanan kazanç olarak ifade edilir [14].

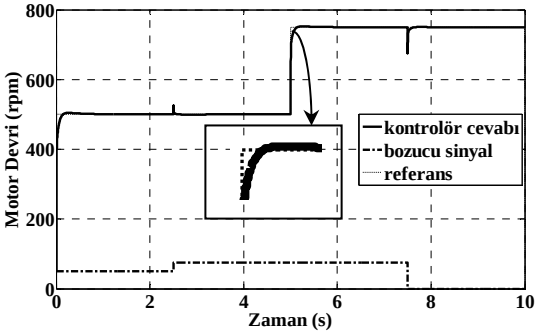
Şekil 5 ile gösterilen sistem için dayanıklı kontrolcü hesaplama çalışmaları MATLAB® yazılımında yer alan "hinfsyn" ($H_\infty$ kontrolör hesaplama alt programı) yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Tekrarlamalar sonucunda γ=2.0424 elde edilmiştir [15,16]. Tanılama işlemi sonrasında $W_d$ belirsizliklerin dahil edildiği ana sistem ve tüm alt sistemlerini $W_p$ performans koşulunda kararlı hale sokan kontrolör

$$K(s)=\frac{3.3s^3+9.9e6s^2+4.4e7s+4.2e7}{s^4+4.1e5s^3+3.4e7s^2+7.2e7s+2.1e6} \qquad (10)$$

elde edilir.

## 4. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI

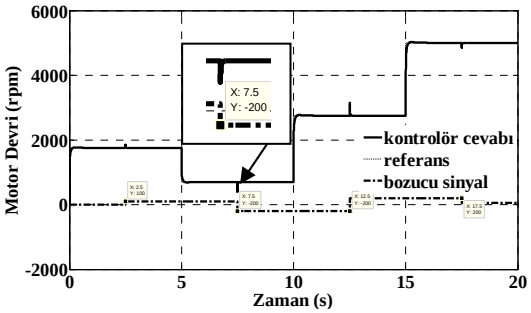
Tasarımı yapılan 4üncü dereceden kontrolör ile birlikte sistemin referans takibi performansı Şekil 10'da gösterilmiştir.




Şekil 10. Referans takibi.

Referans takibi sinyali olarak (500-750) rpm aralığında adım girişi kullanılmıştır. İlk hareket esnasında ~3.5 rpm'lik bir hata oluşmuştur. Kontrolör bu hatayı 0.9 s içerisinde sıfırlamıştır. 10. saniyede gerçekleşen referans takibi işlemi sonrasında ise 2.5 rpm'lik aşım olmuş ve yaklaşık 0.25 s içerisinde sistemdeki hata sıfırlanmıştır.

Şekil 5'de "d" olarak tanımlanan ve sisteme etkiyen bir bozucu sinyal olması durumunda kontrolörün hedef motor devrini koruması istenir. Bu bozucu sinyal girişi, motorun diğer yardımcı birimleri olan, alternatör, kompresör gibi alt sistemlerden gelecek olan talepler olabilir. Bu durumda eğer rölanti devri gibi bir durum söz konusu ise dışarıdan gelecek bozucu girişler sonrasında motor devri hedef değerde tutulmalıdır. Kontrolörün bozucu sinyal karşısında referans takibi Şekil 11'de verilmiştir.




Şekil 11. Bozucu sinyal reddetme.

Şekil 11'de sisteme 7.5 saniyede etki eden 200 rpm'lik bozucu sinyal karşısında sistem 0.5 s sonra tekrar hedef değerine gelmiştir.

## 5. SONUÇLAR

Çalışma sonrasında içten yanmalı motor sisteminin Hammerstein-Wiener metodu ile tanımlanabileceği görülmüştür. Özellikle IPS gibi doğrusal olmayan giriş sinyalindeki belirsizlik için bu metodun iyi sonuç verdiği gözlenmiştir.

Dayanıklı kontrol tasarımının önemli bir adımının belirsizliği ifade etmek olduğu görülmüştür. Belirsizliği ifade eden ağırlık filtresinin seçimi oldukça önemlidir. Filtre mutlaka fiziksel sistemdeki belirsizliği çevreleyecek şekilde tasarlanmalıdır.

Dayanıklı kontrol benzetim çalışmalarında kullanılan performans filtresinin seçimi oldukça önemlidir. Uygun filtre seçimi ancak tekrarlamalı benzetimler ve deneyim ile seçilebilir. Performans filtresine ait transfer fonksiyonunun s = 0'da kutbu bulunmamasına dikkat edilmelidir.

Benzetim sonuçlarına göre elde edilen kontrolör motor devrini çok iyi bir şekilde kontrol etmektedir.

Dayanıklı kontrol tasarımın bir dezavantajı olarak yüksek dereceli kontrolör elde edilmiştir. Günümüzde kullanılan ECU'lar için bu derecede kontrolör kullanımı her ne kadar problem oluşturmasa da yüksek dereceli

kontrolcülerin derecesi Hankel vb. derece indirme yöntemi ile düşürülebilir.

Bu çalışma sonrasında içten yanmalı motorların dayanıklı kontrolü ile ilgili diğer çalışmalara ışık tutacaktır.

## 6. KAYNAKLAR


1. Toğun, N., Bayseç G., ve Kara, T., "Benzinli bir Motor Torkunun Doğrusal Olmayan Modellenmesi ve Tanımlanması", 15. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Niğde, 16-18 Haziran 2011.

2. Toğun, N., Bayseç G., and Kara T., "Nonlinear Modeling and Identification of a Spark Ignition Engine Torque", Mechanical Systems and Signal Processing, 26, pp. 294–304, 2012.

3. Arslan, Ş., ve Alpan, Ö., "Gaz Kelebek Plakasının Gözlemcili Durum Geri Beslemeli Konum Kontrolü", Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, TOK-2012 s. 330-333, Niğde, 11-13 Ekim 2012.

4. Franco, J., Franchek, M. A., and Grigoriadis,, K., "Real-time Brake Torque Estimation for Internal Combustion Engines", Mechanical Systems and Signal Processing, 22, pp. 338–361, 2008.

5. Pèrez, E., Blasco, X., Garcia-Nieto, S., and Sanchis, J., "Diesel Engine Identification and Predictive Computer Aided Control System Design, IEEE, 2006.

6. Liu, F., Amaratunga G., A., J., Collings N., and Soliman, A., "An Experimental Study on Engine Dynamics Model Based In-Cylinder Pressure Estimation", SAE, 2012-01-0896, 2012.

7. Ingram, G. A., Franchek, M. A., Balakrishnan, V., and Surnilla G., "Spark Ignition Engine Torque Management", American Control Conference, Proceedings of the 2003.

8. Akyıldız, B., "Idle Speed Control of a Diesel Engine", Y. Lisans, Boğaziçi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007.

9. Akyıldız, B., Köse, İ., E., ve Güvenç, L., "$H_\infty$ Yaklaşımıyla Dizel Motor Dayanıklı Rölanti Devri Kontrolü", 3. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Otekon'06, 26-28 Haziran 2006.

10. Karaman, S., Güvenç, L., Ergen, R., Uygun, B., ve Güraslan, E., "Dizel Motoru Rölanti Devrinin Dayanıklı PI Kontrolü", 3. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Otekon'06, 26-28 Haziran 2006.

11. Ljung, L., "System Identification Theory for User", Prentice Hall , 1999.

12. Crama, P., and Schoukens, J., "Hammerstein-Wiener System Estimator Initialization", Automatica, Volume 40, Issue 9, pp. 1543-1550, 2004.

13. Skogestad, S., and Postlethwaite, I., "Multivariable Feedback Control - Analysis and Design", Wiley, 2005.

14. Gu, D., W., Petkov, and P., Konstantinov, M., "Robust Control Design with MATLAB", Springer, 2005.

15. Karthikeyan, A., and Safanov M. G., "Simplified Matrix Pencil All-Solutions $H_\infty$ Controller Formulae", SICE Journal of Control, Measurement, and System Integration, Vol. 1, No. 2, pp. 001–006, 2008.

16. Balas, G., J., Doyle, J., C., Glover, K., Packard, A., and Smith R., "μ - Analysis and Synthesis Toolbox", Mathworks, 1998.

# BİR TEPE VİNÇ MODELİ İÇİN DAYANIKLI KONTROL YÖNTEMİNİN UYGULANMASI

Şinasi ARSLAN, Seda UYGURLU

Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, SAKARYA

sarslan@sakarya.edu.tr

## ÖZET

Günümüzde tepe vinçler ağır cisimlerin taşınılmasında kullanılan araçlardır. Taşımalar esnasında taşıyıcı halatın istenmeyen salınımları hem cismin kontrolsüz bir şekilde hareketine hem de etrafındaki diğer cisimlere ve canlılara tehlike oluşturur. Bu çalışmada, istenmeyen salınımları en aza indirgeyen pozisyon kontrolörü tasarımı amaçlanmıştır. Öncelikle tepe vinci yapısı bir araba sarkaç modeli olarak ele alınmıştır. Benzetim ortamında, bu model belirsizlikler ile genişletilerek sisteme etki eden dış kaynaklı ve model kaynaklı bozuculara cevap verebilecek bir şekilde $H_\infty$ dayanıklı kontrol önerilmiştir. μ-sentez yöntemiyle sistemin duyarlılığı ve performansı iyileştirilmeye çalışılmıştır. Tasarlanan kontrolörün etkinliği, sarkaç koluna uygulanan bozucu torkla denenerek elde edilen sonuçlarla irdelenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Tepe vinci, araba sarkaç, $H_\infty$ dayanıklı kontrol, μ-sentez.

# APPLICATION OF ROBUST CONTROL METHOD FOR AN OVERHEAD CRANE

## ABSTRACT

Nowadays, overhead cranes are used equipments for transporting heavy objects. During carrying loads, unwanted oscillations of the suspended load cause both uncontrolled movement and danger to surroundings in working field. In this study, it is aim to design a position controller which reduces the unwanted oscillations to minimum. Firstly, the overhead crane has been thought as a cart-pendulum model in simulation medium. A suggested robust controller ($H_\infty$) for an augmented cart-pendulum model with uncertainties provides robustness with respect to internal and external disturbances. The sensitivity and performance of the proposed controller have been enhanced by using μ-synthesis. The effectiveness of the proposed controller with simulation results has been discussed by applying the external disturbance torque.

**Keywords:** Overhead crane, cart-pendulum, $H_\infty$ robust controller, μ-synthesis.

## 1. GİRİŞ

Tepe vinci, endüstriyel alanlarda, ağır nesnelerin taşınmasında sıklıkla kullanılan araçlardan biridir. Elle kumanda edilen bu sistemlerde yatay doğrultudaki ivmelenme, sistemin kontrolünü ve güvenliğini olumsuz yönde etkileyen salınımlara yol açar. Bu durum, yükün istenilen pozisyona en kısa zamanda en az salınımla taşınması için sistemin hassas ve dayanıklı kontrolünü gerekli kılmıştır.

Kontrol etkinliğini artırmak için sistemin gerçek dinamik davranışını yansıtan farklı matematiksel modeller önerilmiştir. Birçok uygulamada, yük arabasının tek doğrultuda hareket ettiği, taşıma halatının ise sağlam kabul edildiği sistem modelinin, gerçek sistemin dinamik davranışına oldukça yakın sonuçlar verdiği görülmüştür [1]. Bu çalışmada dış bozucu kaynaklara karşı dayanıklılık testi yapılmamıştır. Bunun dışında, bazı çalışmalarda, taşıyıcı halattaki esnemeler göz önünde bulundurulmuş ve

oturma zamanının oldukça büyük olduğu gözlenmiştir [2]. Sistemin kontrolüne yönelik birçok çalışmada en uygununu bulma kontrol yöntemleri, tepe vincinin doğrusal modeline uygulanmıştır [3-5]. Bu uygulamalarda, kullanılan doğrusal modelin, sistemin gerçek dinamik davranışını yansıtmakta yetersiz kaldığı görülmüştür. Sisteme etki eden rüzgar, darbe, sürtünme gibi dış etkenlerin doğrusal olmayan etkilerinin doğrusallaştırılması sistemin performansını olumsuz yönde etkilemiş ve kontrol etkinliğini azaltmıştır. Bunun üzerine, tepe vincinin kontrolünde, doğrusal olmayan model ve buna uygun kontrol yöntemlerine başvurulmuştur [6,7]. Bu yöntemlerin geleneksel PID kontrol ve kutup yerleştirme yöntemlerine göre daha başarılı olduğu ileri sürülmüştür.

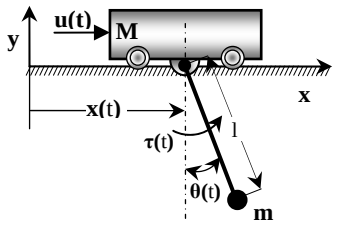
Tepe vincinin minimum salınımlı pozisyon kontrolü araştırmacıların uzun zamandır ilgisini çekmektedir. Bu kontrol probleminin çözümü için kayan kipli kontrol [8], bulanık mantık kontrol [3,9], uyarlamalı kontrol [10] gibi birçok kontrol yöntemlerine başvurulmuştur. Fiziksel sistem modelinin kesin olarak bilindiği kabulüyle başvurulan bu yöntemler oldukça etkili yöntemlerdir. Buna karşın sistemin kesin bir modelini oluşturmak mümkün değildir. Kontrol edilemeyen ve sistemin çalışmasını olumsuz yönde etkileyen iç ve dış bozucuların varlığı yanında dinamik model belirsizlikleri düşünüldüğünde, bu yöntemlerin sistemde kararlılığı ve performansı sağlayamadığı görülmüştür.

Özellikle sisteme etki eden sürtünme ve doğrusal olmayan dinamikler dikkate alındığında bu etkiyi ortadan kaldırmak için gözlemcili kontrol yöntemleri kullanılmıştır [6,11]. Bu yöntemlerde sisteme etki eden doğrusal olmayan dinamikler sisteme etki eden bozucu sinyal gibi değerlendirilmiş, tasarlanan gözlemci ve doğrusal kuadratik (LQ) kontrol yöntemi ile sistem bu etkilere karşı dayanıklı kılmaya çalışılmıştır. Bu çalışmalarda, bozucuların sisteme etkisi azaltılabilse bile sistemde yüksek frekanslı harmoniklerin oluşmasına sebep olduğu görülmüştür. Bu nedenle son yapılan çalışmalar; $H_\infty$ dayanıklı kontrol (RC), parametre değişimlerine ve ihmal edilen doğrusal olmayan dinamiklerden kaynaklanan model belirsizliklerine dayanıklı, çevreden gelen bozucu etkilere karşı duyarsız yapacak kontrol yöntemi üzerinde yoğunlaşmıştır [4,12-14]. Kullanılan RC yöntemlerin analizi ve μ-sentezi ile tepe vinçlerin performans ve kararlılığı için iyileştirme çalışmaları yapılmamıştır.

Bu çalışmada, tek bir doğrultuda hareket eden yük arabası ve buna bağlı, ucunda yükün olduğu taşıyıcı halat ile modellenen doğrusal olmayan iki serbestlik dereceli tepe vinci modeli bir araba sarkaç modeli olarak ele alınmıştır. Burada yük arabasının pozisyonu ve salınım açısı ölçülebilen sistem çıkış sinyali ve arabaya uygulanan kuvvet kontrol sinyali olarak alınmıştır. Doğrusal olmayan model çalışma noktasında doğrusallaştırılmıştır. Sistemde parametre değişimleri yapısal ve yapısal olmayan şekilde tanımlanarak belirsizlik içeren sistemin modeli oluşturulmuştur. Sisteme etki eden dış kaynaklı bozucu sinyallerin karakteristiği ve sistemin performans gereksinimlerini uygun ağırlık fonksiyonlarıyla sistemin genişletilmiş modeli oluşturulmuştur. Nominal sistemin kontrolü, $H_\infty$ teorisi tabanlı RC olarak çözülmüş, tasarlanan bu kontrolörün belirsizliklerle sistemin kararlılığını ve performansını karşılayıp karşılayamadığı μ-sentez ile yapılmıştır. Belirsizlik içeren sistem modeli kullanılarak, dayanıklı kararlılık ve performansı D-K tekrarlama metodu ile yapılan μ-sentezi kontrol yöntemi ile garanti altına alınmıştır. Sonuçlar Matlab simülasyon ortamında elde edilmiş ve değerlendirilmiştir.

## 2. FİZİKSEL SİSTEMİN TANIMI

Yatay doğrultuda hareket eden bir yük arabası ve ucunda yük asılı bir taşıyıcı halattan oluşan tepe vinç modeli Şekil 1'de gösterilmiştir.




Şekil 1. Tepe vinç modeli.

Oluşturulan u(t) tahrik kuvveti arabanın x(t) yatay doğrultuda $b\dot{x}(t)$ sürtünme kuvvetine karşı ileri-geri hareket etmesini sağlar. Taşınacak yük sağlam olarak kabul edilen bir halatla **c** sürtünme katsayılı bir döner mafsalla arabaya bağlanmış ve θ(t**)** salınım açısıyla yatay bir düzlemde hareket ettiği kabul edilmiştir. Modelle ilgili paremetreler Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Modelde kullanılan parametreler.

| Parametre | Açıklaması | Nominal değeri |
|---|---|---|
| **M** | Arabanın kütlesi | 1.5 [kg] |
| **m** | Yükün kütlesi | 0.5 [kg] |
| **l** | Taşıtıcı halat boyu | 0.6 [m] |
| **b** | Araba yolundaki sürtünme katsayısı | 5.4 [Ns/m] |
| **c** | Taşıtıcı halatın dönme eksenindeki sürtünme katsayısı | 0.0024 [Nms/rad] |
| **g** | Yerçekimi ivmesi | 9.81 [m/s$^2$] |

## 3. SİSTEMİN DİNAMİK MODELİ

Sistem iki serbestlik derecesine sahip olup hareketi yalnız bir u(t) kontrol girişi olarak uygulanan kuvvettir. Sistemin hareket denklemleri Lagrange denklemi

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \qquad (1)$$

kullanılarak elde edilir. Burada L toplam kinetik enerji ile toplam potansiyel enerji farkı olan Lagrange fonksiyonu, $q_i$ genelleştirilmiş koordinatı, R Rayleigh fonksiyonunu ve $Q_i$ genelleştirilmiş dış kuvvetleri göstermektedir.

Önce doğrusal olmayan hareket denklemleri elde edilir. Sonra bunlar doğrusallaştırılarak kontrolör tasarımında kullanılır.

### 3.1. Doğrusal Olmayan Model

Lagrange denkleminde kullanılan Langrage ve Rayleigh fonksiyonu, genelleştirilmiş kuvvetler ve koordinatlar

$$L = 1/2(M+m)\dot{x}^2 + m\ell\dot{x}\cos\theta\dot{\theta} + 1/2 m\ell^2\dot{\theta}^2 + mg\ell\cos\theta - mg\ell$$
$$R = \left[1/2b\dot{x}^2, 1/2c\dot{\theta}^2\right]^T, Q_i = \left[u, \tau\right]^T, q_i = \left[x, \theta\right]^T \qquad (2)$$

ile ifade edilir. Burada $\tau(t)$ dış bozucu moment (taşıtıcı halatın salınımına etki eden) büyüklüğüdür. Sistemin x ve θ konumları için doğrusal olmayan dinamik denklemleri

$$\begin{aligned}(M+m)\ddot{x} - m\ell\sin\theta\dot{\theta} + m\ell\cos\theta\ddot{\theta} + b\dot{x} &= u\\ m\ell^2\ddot{\theta} + m\ell\cos\theta\ddot{x} + mg\ell\sin\theta + c\dot{\theta} &= \tau\end{aligned} \qquad (3)$$

elde edilir. Sistemin modeli oluşturulurken arabayı hareket ettiren motor ve dişli kutusu yerine direkt olarak u(t) tahrik kuvveti kullanılmıştır. Taşıyıcı halatın kütlesi ve esnekliği ise göz ardı edilmiştir.

### 3.2. Doğrusal Model

Sistem kontrol amacına uygun olarak belli çalışma noktaları etrafında doğrusal davranır. Bu küçük salınımlarda $\sin\theta \cong \theta$, $\cos\theta \cong 1$ ve $\dot{\theta}^2 = 0$ olup, sistemin doğrusal modeli

$$\begin{aligned}(M+m)\ddot{x} + m\ell\ddot{\theta} + b\dot{x} &= u\\ m\ell^2\ddot{\theta} + m\ell\ddot{x} + m\ell g\theta + c\dot{\theta} &= \tau\end{aligned} \qquad (4)$$

elde edilir. Nominal durum uzay model

$$\begin{bmatrix}\dot{\mathbf{x}}\\ \mathbf{y}\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}A & B_u & B_\tau\\ C_y & D_{yu} & D_{y\tau}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\mathbf{x}\\ u\\ \tau\end{bmatrix} \qquad (5)$$

ile ifade edilir. Burada, $\mathbf{x} \in R^{4x1}, \mathbf{y} \in R^{2x1}$, $u \in R, \tau \in R$ skalar değerler ve vektörler olup diğer parametreler

$$\dot{\mathbf{x}} = \left[\dot{x}, \ddot{x}, \dot{\theta}, \ddot{\theta}\right]^T; \mathbf{y} = \left[x, \theta\right]^T$$
$$A = \begin{bmatrix}0 & 1 & 0 & 0\\ 0 & -b/M & mg/M & c/M\ell\\ 0 & 0 & 0 & 1\\ 0 & b/M\ell & -(M+m)g/M\ell & -(M+m)c/Mm\ell^2\end{bmatrix}$$
$$B_u = \left[0, 1/M, 0, -1/M\ell\right]^T \qquad (6)$$
$$B_\tau = \left[0, -1/M\ell, 0, (M+m)/Mm\ell^2\right]^T$$
$$C_y = \begin{bmatrix}1 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 1 & 0\end{bmatrix}; D_{yu} = \left[0, 0\right]^T; D_{y\tau} = \left[0, 0\right]^T$$

ile ifade **e**dilir.

## 4. DAYANIKLI KONTROL

Geri beslemeli bir kontrol sisteminde amaç, sistemin kararlılığının sağlanması ve hedeflenen performansa ulaşmaktır. Bunun için kontrolör tasarımında kullanılan modelin, sistemin dinamik davranışını yansıtması istenir. Oysa sistemin gerçek dinamik davranışını yansıtan bir model oluşturmak mümkün değildir.

Sistemde parametre değişimleri, ihmal edilen ve modellenemeyen dinamikler ve çevresel faktörler belirsiz etkiye yol açarlar. RC yöntemi ile bu belirsiz etkilere rağmen sistemin kararlılığının sağlanması ve sistem performansının iyileştirilmesi hedeflenir. Bu hedefler doğrultusunda ilk adım ağırlık fonksiyonlarının seçimini yapmaktır [15].

### 4.1. Ağırlık Filtreleri

Kapalı çevrimli kontrol sistemlerinde performans hedefleri, S duyarlılık, T tamamlayıcı duyarlılık ve R kontrol duyarlılığı olarak tanımlanan özel transfer fonksiyonları ile belirlenir. Burada, sisteme etki eden bozucu sinyallerin etkisinin azaltılması S duyarlılık, referans izleme başarımı T tamamlayıcı duyarlılık, eyleyicilerin çalışma sınırları ise R kontrol duyarlılık fonksiyonları ile gösterilir. Sistemde tüm performans gereksinimlerinin aynı anda karşılanması mümkün olmadığından bu hedefler arasındaki geçiş uygun ağırlık filtrelerinin seçimiyle mümkündür. Bu genellikle aşağıdaki şekilde özetlenir;

- Düşük frekanslarda etkinliği artan bozucu sinyallerin sisteme etkisinin azaltılması $\overline{\sigma}(S)$ duyarlılık fonksiyonun maksimum tekil değerinin en aza indirilmesiyle mümkündür. Bunun için $W_p(s)$ performans ağırlık filtresi genellikle düşük frekans geçirgen filtre olarak seçilir. Bunun için kontrolörün $\left\|W_p S\right\|_\infty$ 'i minimize etmesi istenir.

- Yüksek frekanslarda etkinliği artan belirsizliklerin sistemde referans izleme hatasına etkisinin azaltılması $\overline{\sigma}(T)$ tamamlayıcı duyarlık fonksiyonun maksimum tekil değerinin en aza indirilmesiyle mümkündür. Bunun için $W_I(s)$ belirsizlik ağırlık filtresi genellikle yüksek frekans geçirgen filtre olarak seçilir ve kontrolörden $\left\|W_I T\right\|_\infty$ 'i en aza indirgemesi beklenir.

- R kontrol duyarlılık fonksiyonu kontrol sinyalinin limitleri belirlenir, böylece eyleyicilerin doygunluğa ulaşması önlenerek kontrol etkinliği artırılır. $W_u(s)$ kontrol ağırlık filtresi ile kontrolörün $\left\|W_u R\right\|_\infty$ 'i en aza indirgenmesiyle mümkündür.

Sistemin hedeflenen performansına ulaşması için

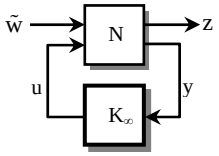
$$\left\|W_p S\right\|_\infty < 1 \Rightarrow \overline{\sigma}(s) < \overline{\sigma}(W_p^{-1}) \quad (7)$$

$$\left\|W_I T\right\|_\infty < 1 \Rightarrow \overline{\sigma}(T) < \overline{\sigma}(W_I^{-1}) \quad (8)$$

$$\left\|W_u R\right\|_\infty < 1 \Rightarrow \overline{\sigma}(R) < \overline{\sigma}(W_u^{-1}) \quad (9)$$

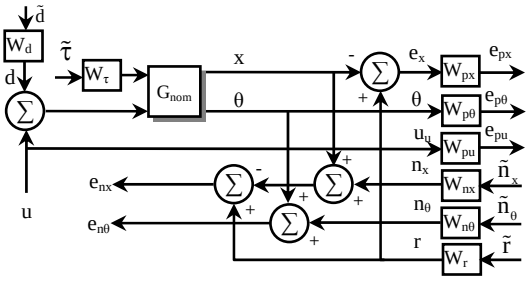
şartlarının sağlanmasıyla mümkündür.

Bu çalışmada $H_\infty$ kontrolörün tasarımı için Şekil 2'de gösterilen genişletilmiş kontrol yapısı kullanılmıştır. Bu yapıda $\tilde{w}$ dış kaynaklı giriş sinyalleri, z performans çıktıları, u kontrol sinyali, y ölçüm sinyali, **N** iç bağlantılı nominal sistem ve $K_\infty$ nominal kontrolör transfer fonksiyonu olarak adlandırılır. Giriş ve çıkışı şekillendirmekte kullanılan ağırlık filtrelerin bant genişlikleri ve kazançları kapalı çevrim frekans cevapları üzerinden denemeler yapılarak seçilmiştir.




Şekil 2. $H_\infty$ kontrol yapısı.

N iç bağlantılı nominal sistemdeki ağırlık filtreler Şekil 3'de gösterilmiştir.



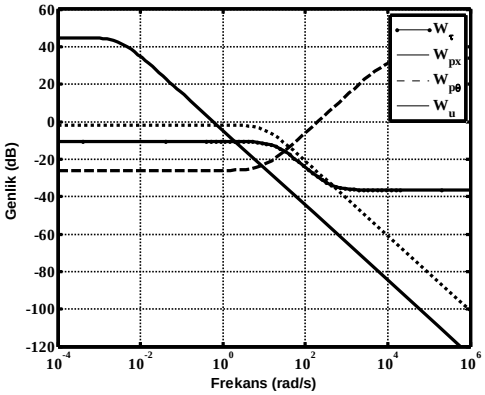

Şekil 3. Nominal model açık çevrim iç bağlantı yapısı.

$W_{\tilde{w}}$ giriş ve $W_z$ çıkış filtreleri

$$W_{\tilde{W}} = \{W_r, W_\tau, W_d, W_{nx}, W_{n\theta}\}$$
$$W_r = 1; W_\tau = 0.015(s+400)/(s+20); \quad (10)$$
$$W_d = 0.003; W_{nx} = W_{n\theta} = 0.001;$$

$$W_z = \{W_{px}, W_{p\theta}, W_u\}$$
$$W_{px} = 35/(60s + 0.2); W_{p\theta} = 9/(s + 11) \quad (11)$$
$$W_u = 0.5(s + 10)/(0.01s + 100)$$

olarak seçilmiş ve frekans cevapları Şekil 4'de gösterilmiştir.




Şekil 4. Sistemin ağılık filtrelerinin frekans cevapları.

### 4.2. $H_\infty$ Kontrol Yöntemi

Seçilen ağırlık fonksiyonları ile performans hedefleri belirtilen sistemin kontrolü $H_\infty$ alt en uygun kontrol problemi olarak ele alınır.

Şekil 2'de genel blok diyagramı gösterilen $H_\infty$ kontrolünde $\tilde{w}$ 'den z'ye kapalı çevrim transfer fonksiyonu LFT doğrusal kesirli dönüşüm

$$T_{z\tilde{w}} = F_\ell(N, K_\infty) \quad (12)$$

$$T_{z\tilde{w}} = N_{11} + N_{12}K_\infty(I - N_{22}K_\infty)^{-1}N_{21} \quad (13)$$

ile ifade edilir ve $H_\infty$ kontrol problemi

$$\min \left\| T_{z\tilde{w}} \right\|_\infty = \min_{\omega} \max \bar{\sigma}(F_l(N, K_\infty)) < \gamma \quad (14)$$

ile ifade edilir. Sistemin kararlılığını sağlayan kontrolör $\gamma$ üst limitini en aza indirgeyerek sistemi performans hedeflerine ulaştırır. Burada $\gamma$ üst limitinin en uygun değeri seçilen üst ve alt limitler arasında tekrarlama yapılarak bulunur.

$H_\infty$ kontrol problemi çözümünde, Riccati eşitliği ya da LMI doğrusal matris eşitsizliği kullanılır [15].

Tekrarlama sonucunda tasarlanan sekizinci dereceden $K_\infty$ kontrolörü ile $\left\| F_\ell(N, K_\infty) \right\|_\infty$ kapalı çevrimli sistemin $H_\infty$ normu $\gamma = 0.5853$ olarak bulunmuştur.

### 4.3. $H_\infty$ Kontrolörün Dayanıklılık Analizi

Nominal sistemde kararlılığı ve performansı sağlayan kontrolörün aynı zamanda sistemdeki belirsizliklere karşı da kararlılığı sağlaması RS dayanıklı kararlılık ve performans hedeflerine ulaşması RP dayanıklı performans ile yapılır.

Dayanıklılık analizinin başlangıç noktası, P belirsizlik içeren iç bağlantılı modeli; $G_{nom}$ nominal model, $W_{\tilde{w}}$ giriş ve $W_z$ çıkış ağırlıkları ile belirlenen $W_I$ belirsizlik ağırlık fonksiyonu ile oluşturulur.

Bu çalışmada, m yükün kütlesinde %20 ve b ve c sürtünme katsayılarında %15 değişimin sistemde belirsizliğe yol açtığı kabul edilerek $W_I(s)$ bulunmuştur.

Sistemin u kontrol kuvvetinden, x ve θ sistemin çıkış sinyallerine nominal transfer fonksiyonları

$$G_{xnom} = X(s)/U(s)$$
$$G_{\theta nom} = \Theta(s)/U(s) \quad (15)$$

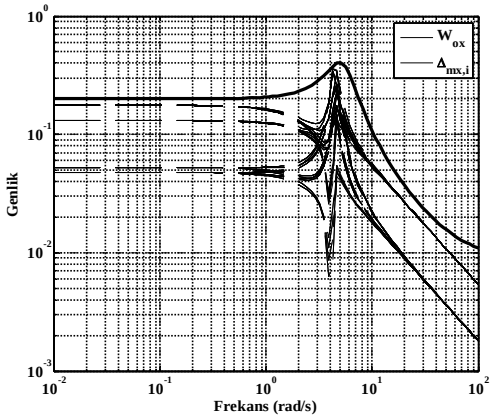
ile ifade edilir. Rastgele verilen değişim limitler arasında seçilen parametreler ile oluşturulan $G_x = \{G_{xi}\}_{i=1}^{80}$ ve $G_\theta = \{G_{\theta i}\}_{i=1}^{80}$ model kümesinden sistemin çıkışlarına etki eden bağıl belirsizlik çarpanlarının frekans cevapları

$$\Delta_{mx,i} = \frac{G_{xi}(s) - G_{xnom}(s)}{G_{xnom}(s)}$$
$$\Delta_{m\theta,i} = \frac{G_{\theta i}(s) - G_{\theta nom}(s)}{G_{\theta nom}(s)} \quad (16)$$

elde edilir. Bulunan tüm bağıl belirsizlik frekans cevaplarını kapsayan

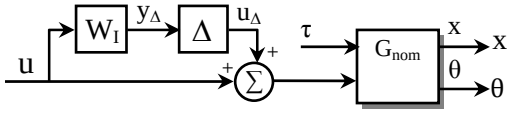
$$W_{ox} = W_{o\theta} = \frac{0.009s^2 + 0.7s + 5.6}{s^2 + 3.1s + 28} \quad (17)$$

çıkış belirsizlik ağırlık fonksiyonların aynı olduğu bulunmuştur. Bu belirsizlik ağırlık fonksiyonu Şekil 6'da gösterilmiştir.

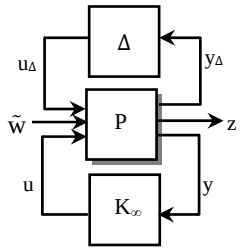



Şekil 6. Belirsizlik ağırlık fonksiyonu.

Bu durumda bağıl belirsizliğin sistemin çıkış sinyalleri ile kontrol giriş sinyaline etkisi aynı olduğundan $W_{ox} = W_{o\theta} = W_I$. Şekil 7'de gösterilen belirsizlik ağırlık fonksiyonu ve giriş çarpım belirsizliği içeren sistem modeli ile Şekil 8'de verilen RC genel yapısı oluşturulur. Burada $u_\Delta$ belirsizlik giriş sinyali ve $y_\Delta$ belirsizlik çıkış sinyali olarak adlandırılır.



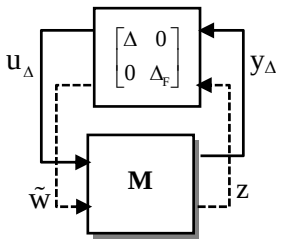

Şekil 7. Giriş çarpım belirsizliği içeren sistem modeli.




Şekil 8. Dayanıklı kontrol genel yapısı

Oluşturulan RC genel yapısının dayanıklılık analizinde $\Delta$ belirsizlik bloğu RS analizi için kullanılırken, RP analizinde $\tilde{w}$ dış kaynaklı giriş sinyallerinden z performans çıktılarına $\Delta_F$ sanal belirsizlik bloğun dahil edilmesiyle oluşan $\Delta_p = \{\mathrm{diag}(\Delta, \Delta_F) \mid \Delta \in \Delta, \Delta_F \in C^{5\times 3}\}$ performans belirsizlik bloğu kullanılır.

$M = F_\ell(P, K_\infty)$ transfer fonksiyonu $\tilde{w}$ dış kaynaklı bozucu sinyallerden z performans çıkış sinyalleri arasında olup performans belirsizlik bloğu ile Şekil 9'da gösterilen dayanıklılık analizi genel blok diyagramı oluşturulur.




Şekil 9. Dayanıklılık analizi genel yapısı.

M transfer fonksiyonu ile $\Delta$ belirsizlik bloğu arasındaki $F_u(M,\Delta) = M_{22} + M_{21}\Delta(1 - M_{11}\Delta)^{-1}M_{12}$ LFT bağlantısında $M_{22}$ nominal sistemin kararlı olması durumunda; kararsızlık $(1 - M_{11}\Delta)$ teriminden kaynaklanmaktadır.

Belirsizlik içeren sistemin RS'ın sağlandığı üst sınır, $\mu$ yapısal tekil değeri

$$\mu_\Delta(M_{11}) = \frac{1}{\min\{\bar{\sigma}(\Delta) \mid \det(I - M_{11}\Delta) = 0\}} \quad (18)$$

ile ifade edilir. $\mu_\Delta(M_{11}) \le \bar{\sigma}(DM_{11}D^{-1})$ kararlılık üst sınırı, D en uygun ölçeklendirme matrisi ile belirlenir [15].

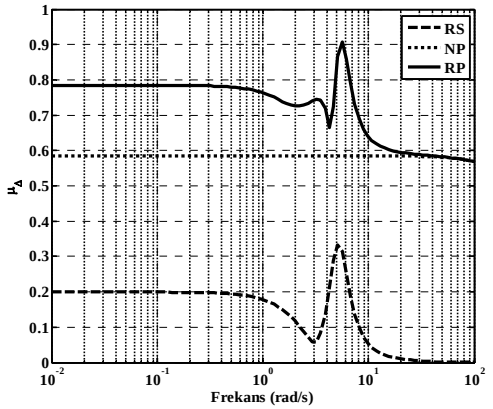
$\max_\omega \mu_\Delta(M_{11}) \le 1/\beta_s$ olması durumunda, küçük kazanç teoreminden, sistemin kararlılık şartının sağlandığı $\|\Delta\|_\infty \le \beta_s$ belirsizlik bloğunun üst sınır değeri bulunur.

Aynı şekilde, sistemin RP'ın sağlandığı üst sınır, $\mu$ yapısal tekil değeri

$$\mu_{\Delta_p}(M) = \frac{1}{\min\{\bar{\sigma}(\Delta_p) \mid \det(I - M\Delta_p) = 0\}} \quad (19)$$

ile ifade edilir. $\max_\omega \mu_\Delta(M) \le 1/\beta_p$ olması durumunda, dayanıklı performans şartının sağlandığı $\|\Delta_p\|_\infty \le \beta_p$ belirsizlik bloğu üst sınır değeri bulunur.

Sistemin $\bar{\sigma}(M_{22})$ nominal performans, $\mu_{\Delta_p}(M)$ dayanıklı performans ve $\mu_\Delta(M_{11})$ dayanıklı kararlılık eğrileri Şekil 10'de verilmiştir.




Şekil 10. $K_\infty$ dayanıklılık analizi.

Dayanıklılık analizi sonucu Şekil 10'dan $\max_\omega \mu_\Delta(M_{11}) \leq 0.3264$, $\max_\omega \mu_{\Delta_p}(M) \leq 0.9061$ bulunur. Buna göre kararlılığın $\|\Delta\|_\infty \leq 3.1$ ve performansın $\|\Delta_p\|_\infty \leq 1.1$ üst sınır değerlerinde sağlandığı bulunur. $H_\infty$ kontrol yöntemi nominal sistem için uygulanmış; bununla beraber ağırlık filtrelerinin kullanılması, sistemde kısmen belirsizlikler dahil edilmiş gibi düşünülebilir. Bu tasarlanan kontrolörün her zaman RS ve RP sağlamasını garantilemez. Bunun üstesinden gelebilmek için dayanıklı performans analizinde kullanılan $\mu_\Delta$ yapısal tekil değer üst sınırı sisteme sentez edilerek sistemin dayanıklı performansı garantilenir.

### 4.4. μ-Sentezi

Genel olarak $\mu_\Delta$ analizinin kontrolör tasarımında doğrudan doğruya kullanılmasını sağlayan bir yöntem yoktur. $H_\infty$ kontrol yöntemi ve $\mu_\Delta$ analizi birleşiminden oluşan μ-sentezi kontrol yöntemi, belirsizlik içeren sistemin dayanıklı kararlılık ve performansı açısından bakıldığında iyi sonuçlar verir [15]. Bu kontrol yönteminde, D-K tekrarlaması olarak bilinen yordam ile sistemin RS ve RP'ı sağlayan kontrolörü bulunur.

Bu çalışmada D-K tekrarlaması, $H_\infty$ kontrol yöntemiyle bulunan kontrolörün, dayanıklı performans analizinde bulunan belirsizlik üst sınırının indirgenmesi, böylece sistemin verilen belirsizlikten daha fazla belirsizlik karşısında dayanıklılığını koruması amaçlanır. Tekrarlamada $D_0$ başlangıç ölçeklendirme matrisi, $H_\infty$ alt en uygun kontrol yöntemiyle tasarlanan $K_\infty$ kontrolörü ile sistemin $\Delta_p$ yapısal olmayan belirsizliklerle performans analizi

$$\mu_{\Delta_p}(M) \leq \bar{\sigma}(D_{\ell 0}(j\omega)M(j\omega)D_{r0}(j\omega)^{-1}) \quad (20)$$

üst sınır eşitsizliğinden elde edilir. Başlangıç olarak seçilen $D_{\ell 0}$ sol ve $D_{r0}$ sağ üst sınır ölçeklendirme matrisi

$$D_{\ell 0} = \begin{bmatrix} D_0(1,1) & 0 \\ 0 & D_0(2,2)I_3 \end{bmatrix}$$
$$D_{r0} = \begin{bmatrix} D_0(1,1) & 0 \\ 0 & D_0(2,2)I_5 \end{bmatrix} \quad (21)$$

ile ifade edilir. Tekrarlamada kullanılmak üzere seçilen $D_{\ell 0}$ ve $D_{r0}$ sol üst sınır ölçeklendirme matrisi elemanları, $\Delta_F$ sanal belirsizliğe karşılık gelen $D_0(2,2)$ elemanına göre normalize edilir. Bu durumda normalize edilmiş $D_{\ell n0}$ ve $D_{rn0}$ ölçeklendirme matrisi

$$D_{\ell n0} = \begin{bmatrix} D_{n0}(1,1) & 0 \\ 0 & I_3 \end{bmatrix}$$
$$D_{rn0} = \begin{bmatrix} D_{n0}(1,1) & 0 \\ 0 & I_5 \end{bmatrix} \quad (22)$$

ile ifade edilir. Normalize edilmiş $D_{\ell n0}$ ve $D_{rn0}$ sol ve sağ üst sınır ölçeklendirme matrisleri ile sistemin dayanıklı performans üst sınır eşitsizliği

$$\mu_\Delta(M) \leq \bar{\sigma}(D_{\ell n0}(j\omega)M(j\omega)D_{rn0}^{-1}(j\omega)) \quad (23)$$

yeniden elde edilir. Verilen $D_{n0}(1,1)$ üst sınır ölçeklendirme matrisine 0, 1, 2 ve 3.cü derecelerden uydurulan eğriler ile $\hat{D}_{n0}(1,1)$ transfer fonksiyonları bulunur. Farklı derecelerden $\hat{D}_{n0}(1,1)$ transfer fonksiyonları elde edilir. Bu fonksiyonlar ile

$$\mu_\Delta(M) \leq \bar{\sigma}(\hat{D}_{\ell n0}(j\omega)M(j\omega)\hat{D}_{rn0}^{-1}(j\omega)) \quad (24)$$

üst sınırı elde edilir. Tekrarlamanın başarılı olması için uydurulan bu eğrilerle elde edilen $\bar{\sigma}(\hat{D}_{\ell n0}M\hat{D}_{rn0}^{-1})$ üst sınırın mümkün olduğu kadar sistemin performans dayanıklılık $\bar{\sigma}(D_{\ell 0}MD_{r0}^{-1})$ analizi üst sınırını vermesi istenir. Seçimde önemli olan bir nokta da seçilen $\hat{D}_{\ell n0}(1,1)$

transfer fonksiyonunun derecesi, kontrolörün derecesini artıracağından mümkün olduğunca düşük seçilmesi istenir. Burada 3 üncü derecen seçilen $\hat{D}_{n0}(1,1)$ ölçeklendirme transfer fonksiyonu seçilmiştir. Bu matris ile $\hat{D}_{\ell n0}$ ve $\hat{D}_{rn0}$ ölçeklendirme transfer fonksiyonu matrisleri

$$\hat{D}_{\ell n0} = \begin{bmatrix} \hat{D}_{n0}(1,1) & 0 \\ 0 & I_3 \end{bmatrix} \qquad \hat{D}_{rn0} = \begin{bmatrix} \hat{D}_{n0}(1,1) & 0 \\ 0 & I_5 \end{bmatrix} \tag{25}$$

elde edilir. Buradan sistemin kararlılığını ve performansı sağlayan dayanıklılık üst sınırını indirgeyecek kontrolör $H_\infty$ kontrol problemi

$$\min_{K_{mu1}} \left\| \hat{D}_{\ell n0}(s) F_\ell(P_{us}, K_{mu1})(s) \hat{D}_{rn0}(s)^{-1} \right\|_\infty \le \gamma$$
$$\min_{K_{mu1}} \max_{\omega} \bar{\sigma}(\hat{D}_{\ell n0}(s) F_\ell(P, K_{mu1})(s) \hat{D}_{rn0}(s)^{-1}) \le \gamma \tag{26}$$

ile ifade edilir. Problemin çözümünde Riccati eşitliğinden yararlanılarak, $[\gamma_\ell, \gamma_u]$ seçilen üst ve alt limit değerleri arasında, $\gamma_{opt}$ en uygun üst limit değeri yineleme yapılarak bulunur.

Yineleme sonucunda tasarlanan on dördüncü dereceden K kontrolörü ile $\left\| \hat{D}_{\ell n0} F_\ell(P,K) \hat{D}_{rn0}^{-1} \right\|_\infty$ kapalı çevrimin $\gamma = 0.7820$ üst limit değeri bulunmuştur.

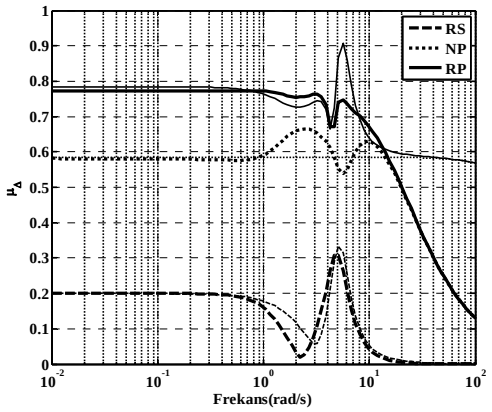
Birinci yinelemeden sonra yapılan dayanıklılık analizi neticesinde $\mu_\Delta(M_{11}) \le 0.2973$ RS üst sınır değerine göre kararlılığın bozulduğu $\|\Delta\|_\infty \le 3.36$ belirsizlik üst sınır değeri olarak bulunmuştur.

$\mu_{\Delta_p}(M) \le 0.779$ RP üst sınır değerine karşılık performansın sağlanamadığı $\|\Delta_p\|_\infty \le 1.28$ belirsizlik üst sınır değeri elde edilmiştir. Bulunan yeni K kontrolör ile $\bar{\sigma}(M_{22}) \le 0.6633$ nominal performansı üst limit değeri elde edilmiştir.

Birinci tekrarlamadaki RP üst limitini indirgemek için aynı şekilde ikinci tekrarlama yapılmıştır. $\mu_\Delta(M_{11}) \le 0.3142$ RS üst sınır değerine göre kararlılığın bozulduğu $\|\Delta\|_\infty \le 3.18$ belirsizlik üst sınır değeri olarak bulunmuştur.

$\mu_{\Delta_p}(M) \le 0.772$ RP üst sınır değerine karşılık performansın sağlanamadığı $\|\Delta_p\|_\infty \le 1.3$ belirsizlik üst sınır değeri elde edilmiştir. Bulunan yeni K kontrolör ile $\bar{\sigma}(M_{22}) \le 0.6629$ nominal performansı üst limit değeri elde edilmiştir.

Bulunan değerlerin birinci tekrarlama değerlerine yakın değerler olduğundan D-K tekrarlamasına son verilir. $H_\infty$ nominal kontrolörün dayanıklılık analizi ile μ-sentez kontrol yönteminden elde edilen RP, RS ve NP eğrileri Şekil 11'de gösterilmiştir.




Şekil 11. D-K iterasyon dayanıklılık analizi.

## 5. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI

Tepe vincin değişken bir yükü belli bir pozisyona taşıması esnasında dışarıdan gelen bozucu etkilerin oluşturduğu tork ve sistemde değişen sürtünme kuvvetlerine göre RS ve RP analizleri ile m, b ve c parametrelerdeki değişime karşılık gelen sınır değerleri Matlab simülasyon ortamında bulunarak, Tablo 2 ve 3'de verilmiştir.

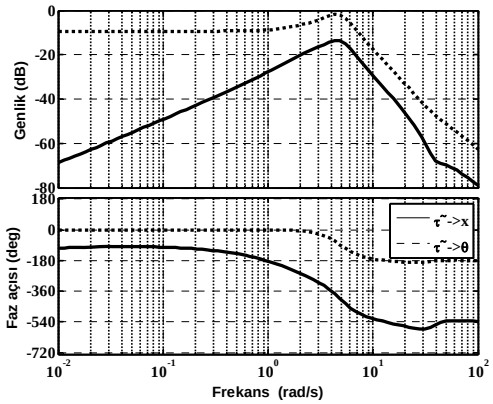
Tablo 2. $H_\infty$ nominal kontrolörün dayanıklılık sınırları.

| Parametre | Parametre değişim sınırları | |
|---|---|---|
| | RS | RP |
| m | 0.5±0.31 | 0.5±0.11 |
| b | 5.4±2.53 | 5.4±0.89 |
| c | 0.0024±0.0011 | 0.0024±0.0004 |

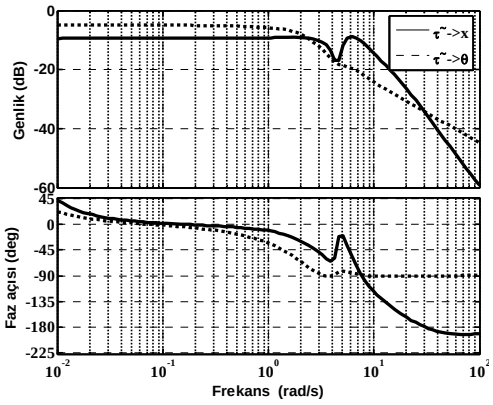
Tablo 3. μ- sentez dayanıklılık sınırları.

| Parametre | Parametre değişim sınırları | |
|---|---|---|
| | RS | RP |
| m | 0.5±0.31 | 0.5±0.13 |
| b | 5.4±2.61 | 5.4±1.05 |
| c | 0.0024±0.0012 | 0.0024±0.0005 |

$H_\infty$ tabanlı nominal ve μ-sentezi tabanlı kontrolörlerin, $\tilde{\tau}$ ((1-2) saniye aralığında 2 Nm atım giriş sinyaline ve x = 0.5 m referans araba yer değişimine) karşı x arabanın pozisyon değişimi ve taşıyıcı halatın θ salınım açıları frekans cevapları Şekil 12 ve 13'de verilmiştir.

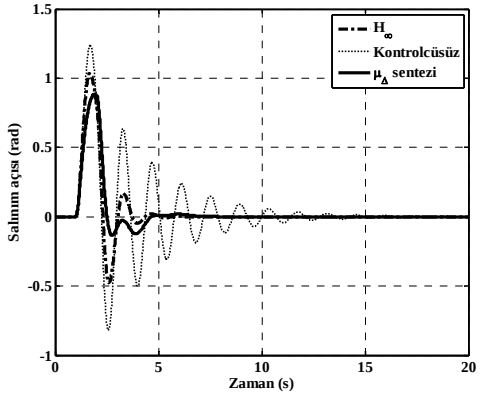



Şekil 12. $\mathbf{H}_\infty$ nominal kapalı çevrim frekans cevabı.

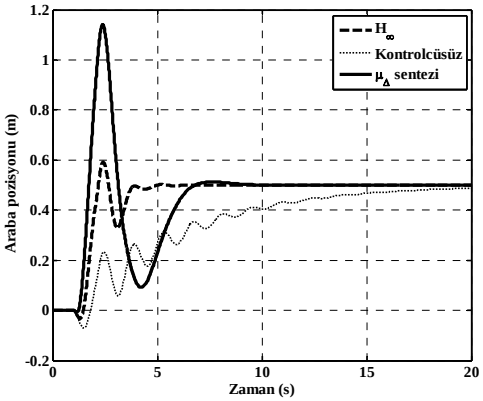



Şekil 13. μ-sentezi frekans cevabı.

Kontrolörlerin zaman tanım alanında sistem üzerindeki etkilerini ve kontrolcüsüz sitemin davranışlarını karşılaştırmak için simülasyon sonuçları Şekil 14 ve 15'de gösterilmiştir.




Şekil 14. Kontrolörlerin salınım cevabı.




Şekil 15. Kontrolörlerin araba pozisyon cevabı.

## 6. SONUÇLAR

Bu çalışmada, bir tepe vinci için $H_\infty$ nominal ve μ-sentezi tabanlı dayanıklı kontrolörler tasarlandı.

Simülasyon sonuçları, kontrolcüsüz durumla karşılaştırıldığında, parametre değişimleri ve bozucu sinyallere karşı tepe vincinin kararlılığı ve performansını iyileştirdiğini göstermiştir. Ancak, μ-sentezi tabanlı kontrolörün taşıyıcı halatın salınımının iyileştirmesinde ve dayanıklılık sınırlarının büyük (daha az duyarsız ) olmasında $H_\infty$ nominal kontrolöre göre daha üstün olduğu gözlenmiştir.

Bu gözlem ve elde edilen veriler ışığında, tepe vincin, bu çalışmada uygulanan, iki kontrolör tasarımının ($H_\infty$ nominal ve μ-sentez) gerçek zaman uygulanmasında yararlı olacağı düşünülebilir.

## 7. KAYNAKLAR

1. Trabia, M. B., Renno, J. M., and Moustafa, K. A. F., "Generalized Design of an Anti-swing Fuzzy Logic Controller for an Overhead Crane with Hoist", Journal of Vibration and Control, Vol. 14, pp. 319-346, 2008.

2. Alli, H., and Singh, T., "Passive Control of Overhead Cranes", Proceeding of the 1998 IEEE International Conference on Control Applications, pp. 1046-1050, Trieste, Italy, 1-4 September 1998.

3. Mahfouf, M., Kee, C. H., Abbod, M. F., and Linkens, D. A., "Logic-based Anti-Sway Control Design for Overhead Cranes", Neural Computing and Applications, Vol. 9, pp. 38-43, 2000.

4. Zawari, K., Pipeleers, G., and Swevers, J., "Multi-$H_\infty$ Controller Design and Illustration on Overhead Crane", pp. 670-674, IEEE International Conference on Control Applications,, 2012.

5. Bartolini, G., Pisano, A., and Usai, E., "Second Order Sliding-mode Control of Container Cranes", Automatica, Vol. 38, pp. 1783-1790, 2002.

6. Uchiyana, N., "Robust Control for Overhead Cranes by Partial State Feedback", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, pp. 575-580, 2009.

7. Fang, Y., Dixon, W. E., Dawson, D. M., and Zergeroglu, E., "Nonlinear Coupling Control Laws for an Underactuated Overhead Crane System", IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 8, No. 3, pp. 418-423, 2003.

8. Kuo-Kai Shyu, Cheng-Lung Jen, and Li-Jen Shang, "Design of Sliding-Mode Controller for Anti-Swing Control of Overhead Cranes", IEEE Industrial Electronics, IECON pp. 412-417, 2006.

9. Popadic, T., Kolonic, F., and Poljugan, A., "A Fuzzy Control Scheme for the Gantry Crane Position and Load Swing Control", Faculty of Electrical Engineering and Computing, Zagreb, 2005.

10. Jung, H. Y., and Kuang, S. Y., "Adaptive Coupling Control for Overhead Crane Systems", Industrial Electronic Society, IECON 2005, 31 st Annual Conference of IEEE, pp. 1858-1863, 2005.

11. Wang, Z., and Surgenor, B. W., "A Problem with the LQ Control of Overhead Cranes", Transactions of the ASME, Vol. 128, pp. 436-440, 2006.

12. Cho, H.C., Lee, J. W., and Lee, Y. J., and Lee, K. S., "Lyapunov Theory Based Robust Control of Complicated Nonlinear Mechanical Systems with Uncertainty", Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 22, pp. 2142-2150, 2008.

13. Moradi, H., Hajıkolacı, K. H., and Bakhtiari-Nejad, F., "Robust H-infinity Control of an Over-head Crane System with Parametric Uncertainties", Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conference and Computer and Information in Engineering Conference, pp. 1-8, San Diego, California, 2009.

14. Burul, I., K, New Jersey, Prentice Hall, 1996.olonic, F., and Matusko, J., "The Control System Design of a Gantry Crane Based on $H_\infty$ Control Theory", MIPRO 2010, May 24-28, pp. 183-188, Opatija, Croatia, 2010.

15. Zhou, K., Doyle, J. C., Glover, K., "Robust and Optimal Control", New Jersey, Prentice Hall, 1996.

# BİR AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN DAYANIKLI KONTROLÜ

Şinasi ARSLAN, Seda UYGURLU

Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, SAKARYA

sarslan@sakarya.edu.tr

**ÖZET**

Aktif taşıt süspansiyon sistemleri taşıt sürme konforunu ve sistem performansını önemli ölçüde iyileştirir. Bu konuda birçok araştırma yapılmış ve çeşitli yaklaşımlar önerilmiştir. Bu çalışmada, değişen sistem parametreleri yüzünden olumsuz olarak etkilenen sistem performansını iyileştirmek için $H_\infty$ tabanlı dayanıklı kontrol önerilmiştir. Sistemdeki belirsizlik, μ-sentez yöntemiyle sınırlandırılarak sistemin duyarlılığı ve performansı iyileştirilmeye çalışılmıştır. Önce bir çeyrek taşıt için genişletilmiş modelde $H_\infty$ tabanlı dayanıklı kontrolör, ardından μ-sentezi tabanlı kontrolör tasarlandı. Kontrolörlerin etkinliği, tümsekli yol üzerinde belirsizlik içeren model ile yapılan benzetim çalışmalarında gözlenerek değerlendirildi.

**Anahtar Kelimeler:** Taşıt süspansiyonu, $H_\infty$ dayanıklı kontrol, belirsizlik, performans, μ-sentez

# ROBUST CONTROL OF AN ACTIVE SUSPENSION SYSTEM

**ABSTRACT**

Active vehicle suspension systems make the performance and the comfort of driving a vehicle better in a big scale. Lots of research in matter of active suspension has been studied and numerous approaches have been proposed. In this study, a robust controller based on $H_\infty$ has been proposed in order to enhance the performance of the system which is affected negatively due to parameter variations. The performance and sensitivity of the system have been made better by limiting uncertainty in the system with μ-synthesis method. Firstly, a robust controller based on $H_\infty$ method and then μ-synthesis has been designed with an augmented model for a quarter-vehicle. The effectiveness of the controllers on a bumped road condition has been evaluated by observing results of simulation.

**Keywords:** Vehicle suspension, $H_\infty$ robust control, uncertainty, performance, μ-synthesis.

## 1.GİRİŞ

Taşıtlar aksları, dönen mafsallı tekerlekleri ve süspansiyon sistemleri ile birlikte pürüzlü yollardan ve dışarıdan etkiyen kuvvetlerle kütle yay ve sönüm elemanlarıyla oluşan bir titreşim sistemi gibi davranış gösterirler. Taşıt süspansiyon sistemlerin temel fonksiyonları, yol pürüzlülüğünden kaynaklanan titreşimlerin taşıt gövdesine etkisini azaltmak, tekerleklerin aks ile bağlantısını ve yol ile temasını sağlamak, çeşitli dış kuvvetler (aerodinamik, fren ve ivmelenme) ve momentlere mukavemet göstermek, aracın yol tutuş performansını iyileştirmek yolcuların güvenli ve konforlu seyrini sağlamaktır. Çeşitli yol şartlarında taşıt titreşimlerini bastırmak için pasif, yarı-aktif ve aktif süspansiyon olmak üzere üç tip süspansiyon sistemi kullanılır.

Pasif süspansiyon sisteminin basit tasarımı nedeniyle performansı sınırlı, ancak maliyeti düşüktür. Aktif süspansiyon sistemi geniş bir frekans aralığında yüksek performans sağlamasına rağmen maliyeti yüksektir. Bu nedenle yarı aktif süspansiyon sisteminde sönüm elemanının aynı zamanda eyleyici olarak uyarlaması ile aktif süspansiyon maliyetinin düşürülmesi sağlanır [1].

Taşıt titreşimleri seyir konforu, yol tutuş ve süspansiyon sapma aralığı olmak üzere üç önemli performans kıstasıyla değerlendirilir.

Seyir konforu taşıt gövdesinin dikey ötelenmesi ve ivmelenmesi ile ilgiliyken, süspansiyon bağıl sapması ve aracın yol tutuşu ise kullanılan sönüm elemanı ve tekerlek basıncıyla sınırlıdır. Süspansiyon sisteminin beklenen performans gereksinimlerinin hepsini aynı anda sağlaması mümkün değildir [2].

Bununla beraber yolcu sayısına ve bagaj yüküne göre değişen taşıt kütlesi, sisteme etkisi doğrusal olmayan ama pratikte doğrusallaştırılmış sönüm elemanı ve zamanla değişen yay katsayısı gibi parametrelerin değişimleri, sistemin performans düşüklüğüne hatta kararsızlığına dahi yol açabilir. Bu nedenle, kontrol sistemi parametre değişimlerine ve dış bozuculara karşı sistemin performansının ve kararlılığının iyileştirilmesi için kullanılır.

Araştırmalarda belirtilen bu gereksinimleri karşılamak için kontrol probleminin çözümünde tam durum geri beslemeli doğrusal kuadratik yöntemler kullanılmıştır. Tam durum bilgisi gerektiren bu yöntemlerde bazı durum değişkenlerinin ölçümü mümkün olmadığından bunların tahmini için gözlemcilerle yapılan kontrol yöntemlerine başvurulmuştur [3]. Bu çalışmalar, sistem performansını iyileştirmede başarılı olsalar da sistemdeki belirsizliklere karşı düşük kararlılık payına sahip olup sınırlı limitlerde kararlılık ve performans sağlamışlardır. Bu dikkate alındığında sistemin kontrolünde yapısal olmayan belirsizliklerle uyumlu $H_\infty$ dayalı dayanıklı kontrol (RC) yöntemlerinin kullanımının, performansı arttırdığı ve belirsizliklere karşı duyarlılığı azalttığı görülmüştür [4].

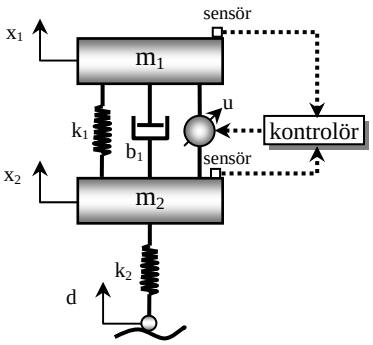
Belirsizliklerin parametre değişimlerinden kaynaklandığı düşünüldüğünde, $H_\infty$ dayalı kontrolör yapısal belirsizlik içeren sistemde μ-dayanıklılık analizi ile test edilmiştir [5]. Bu yönteminin yapısal belirsizliklerle her zaman dayanıklılığı koruyamadığı ve tasarımcıyı yanılttığı görülmüştür. Bu durum araştırmacıların dikkatini, μ-sentezine (D-K tekrarlaması) dayalı kontrolör tasarımına çekmiştir [6].

Bu çalışmada, bir çeyrek taşıtın aktif süspansiyon modelinde seyir konforu performansının artırılması, taşıtın gövdesinin dikey ötelemesinin kontrolü ile ivmesinin en aza baskılanması için $H_\infty$ dayalı kontrolör tasarlandı.

Bu kontrolörün yapısal belirsizlik içeren sistemin dayanıklı karalılığını (RS) ve dayanıklı performansını (RP) sağlayıp sağlamadığı μ-dayanıklılık analizi ile değerlendirilmiş ve sistemin kontrolünün RS ve RP'larını garanti altına almak için μ-sentezi yöntemi kullanılmıştır. Sonuçlar Matlab simülasyon ortamında elde edilerek değerlendirilmiştir.

## 2. FİZİKSEL SİSTEMİN TANIMI

Şekil 1'de gösterilen süspansiyon sistemini oluşturan iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinde, taşıt kütlesi $m_1$ yaylanmalı kütle, aks ve tekerlek kütlesi $m_2$ yaylanmasız kütle ile gösterilir. Lastiğin seyir boyunca yol ile temasının kesilmediği kabul edilmiş ve $k_2$ katsayılı yay olarak modellenmiştir. Sistemdeki süspansiyon ise $k_2$ katsayılı yay ve $b_1$ katsayılı sönüm elemanı ile modellenmiştir.




Şekil 1. Çeyrek taşıt modeli.

Sistemdeki $m_1$ kütlesinin $x_1$ dikey ötelemesini, $m_2$ kütlesinin $x_2$ dikey ötelemesini ve d yol yüzeyindeki değişimleri gösterir. u kontrol kuvveti, $m_1$ ve $m_2$ kütlelerinin arasına yerleştirilmiş kontrol eyleyicisi tarafından sisteme etki eder. Modelle ilgili paremetreler Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Modelde kullanılan parametreler.

| Parametre | Açıklama | Nominal değeri | Değişim aralığı |
|---|---|---|---|
| $\mathbf{m_1}$ | yaylanan kütle | 400 [kg] | ±%30 |
| $\mathbf{m_2}$ | yaylanmasız kütle | 50 [kg] | 0 |
| $\mathbf{b_1}$ | süspansiyon sönüm katsayısı | 1 [kNs/m] | ±%20 |
| $\mathbf{k_1}$ | süspansiyon yay katsayısı | 16 [kN/m] | ±%20 |
| $\mathbf{k_2}$ | tekerlek yay katsayısı | 160 [kN/m] | ±%2 |

## 3. SİSTEMİN DİNAMİK MODELİ

Sistemin dinamik denklemleri Newton'un ikinci yasası kullanılarak

$$\begin{aligned} m_2\ddot{x}_2 - b_1(\dot{x}_1-\dot{x}_2) - k_1(x_1-x_2) - k(x_2-d) &= -u \\ m_1\ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1-\dot{x}_2) + k_1(x_1-x_2) &= u \end{aligned} \quad (1)$$

elde edilir. Nominal sistemin durum uzay modeli

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \mathbf{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B_u & B_d \\ C_y & D_{yu} & D_{yd} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ u \\ d \end{bmatrix} \quad (2)$$

ile ifade edilir. Burada, $\mathbf{x} \in R^{4x1}$ durum uzay vektörü, $\mathbf{y} \in R^{1x1}$ süspansiyon sapma aralığı $u \in R$ kontrol kuvveti, $d \in R$ bozucu sinyal girişi ve diğer parametreler

$$\dot{\mathbf{x}} = [\dot{x}_1, \ddot{x}_1, \dot{x}_2, \ddot{x}_2]^T ; \mathbf{y} = [x_1 - x_2]$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -k_1/m_1 & -b_1/m_1 & k_1/m_1 & b_1/m_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_1/m_2 & b_1/m_2 & -(k_1+k_2)/m_1 & -b_1/m_2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$B_u = [0, 1/m_1, 0, -1/m_2]^T$$

$$B_d = [0, 0, 0, k_2/m_2]^T$$

$$C_y = [1, 0, -1, 0]; D_{yu} = [0]; D_{yd} = [0]$$

ile ifade edilir.

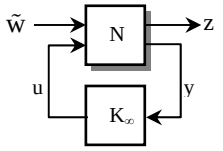
## 4. DAYANIKLI KONTROL

Çeyrek taşıt süspansiyon sisteminin geri beslemeli kontrolünde, sistemin kararlılığının sağlanması ve performans hedeflerine ulaşması istenir. İhmal edilen ve modellenemeyen dinamikler, parametre değişimleri ve çevresel dış bozucular, sistem modelinde belirsizliklere neden olur. RC yöntemleri ile bu belirsiz etkilere rağmen sistemin kararlılığının sürdürülmesi ve performansının iyileştirilmesi hedeflenir. Bu hedeflerin ışığında ilk adım ağırlık fonksiyonlarının seçimini yapmaktır [7].

### 4.1. Ağırlık Filtreleri

Yol durumundan kaynaklanan bozucu etkilere karşı, taşıtın güvenli ve konforlu seyri, kullanılan süspansiyonun etkinliğinin arttırılması ile mümkündür. Araç seyir halindeyken yol bozukluğundan kaynaklanan araç gövdesinin dikey yer değiştirmesi ve dikey ivmelenmesinin kontrolü, seyir konforunu artırıcı yönde etki eder. Aracın yol tutuş ve seyir konfor performansının aynı anda iyileştirilmesi mümkün olmadığından beklentilere göre değişen performans gereksinimlerinden verilen ödün, sistemde ağırlık fonksiyonları ile gösterilir.

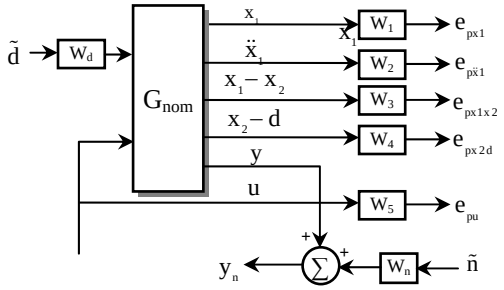
Bu çalışmada, $H_\infty$ kontrolörün tasarımı için Şekil 2'de gösterilen genelleştirilmiş kontrol yapısı kullanılmıştır. Bu yapıda $\tilde{w}$ dış kaynaklı giriş sinyalleri, z performans çıktıları, u kontrol sinyali, y ölçüm sinyali, **N** iç bağlantılı nominal sistem ve $K_\infty$ nominal kontrolör transfer fonksiyonu olarak adlandırılır. Giriş ve çıkışı şekillendirmekte kullanılan ağırlık filtrelerinin bant genişlikleri ve kazançları, sistemin performans hedefleri göz önünde bulundurularak, kapalı çevrim frekans cevapları üzerinden denemeler yapılarak seçilmiştir.




Şekil 2. $H_\infty$ kontrol yapısı.

Sisteme etki eden d bozucu girişin etkisinin azaltılması, araç gövdesinin $x_1$ dikey yer değiştirme ve $\ddot{x}_1$ dikey yöndeki ivmelenmeye tanımlı duyarlılık fonksiyonlarının minimize edilmesiyle mümkündür. ISO-2631-2:1997 (E) standartlarına göre insan vücudunun, taşıt gövdesindeki dikey ivmelenmeye karşı en çok duyarlı olduğu frekans (4-8) Hz aralığıdır. Bu frekans aralığında ivme duyarlılık fonksiyonunun kazancının azaltılması ile seyir konforu arttırılacaktır. Tasarımı yapılacak olan kontrolörden, $x_1$ dikey yer değiştirme, $\ddot{x}_1$ dikey yönündeki ivmelenme için kullanılan $W_1$ ve $W_2$ ağırlık

fonksiyonları ile belirtilen performans hedeflerini sağlaması beklenir. Süspansiyon sisteminin kontrolünde, başka bir beklenti de yolun bozucu etkisine karşılık aracın yol tutuş performansının iyileştirilmesidir. Bu, tekerlek basıncının artırılmasını ve süspansiyon sapma aralığının en uygun durumda olmasını gerektirir. Bunun için kontrolörden ($x_1$-$x_2$) süspansiyon sapma aralığı ile ($x_2$-d) aks ve yol arasındaki sapma için kullanılan $W_3$ ve $W_4$ ağırlık fonksiyonları olarak belirtilen performans hedeflerini sağlaması beklenir. Kontrol eyleminin etkinliği, eyleyicinin doygunluğa ulaşmadığı çalışma limitlerinin belirlenmesiyle artırılır. Bu kontrol probleminde, $W_5$ kontrol ağırlık fonksiyonu ile gösterilir. Sisteme etki eden $\tilde{d}$ yol bozucu girişin maksimum 5cm yüksekliğinde olduğu kabul edilmiş, $\tilde{d}$ bozucu sinyalinin sisteme etkisi $W_d$ giriş sinyali ile gösterilmiştir. y ölçüm sinyalindeki $\tilde{n}$ gürültüden kaynaklanan ölçme hataları $W_n$ ağırlık fonksiyonlarıyla gösterilir. N iç bağlantılı nominal sistemdeki ağırlık filtreleri Şekil 3'de gösterilmiştir.



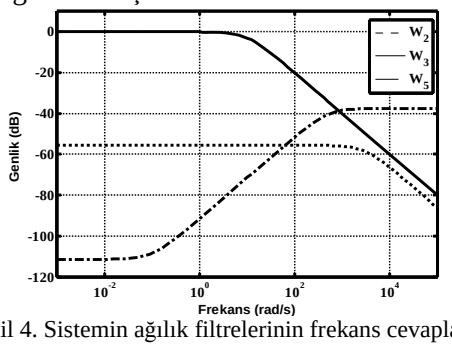

Şekil 3. Nominal model açık çevrim iç bağlantı yapısı.

$W_{\tilde{w}}$ giriş ve $W_z$ çıkış filtreleri

$$W_{\tilde{w}} = \{W_d, W_n\}; W_d = 0.05; W_n = 0.01 \quad (4)$$

$$W_z = \{W_1, W_2, W_3, W_4, W_5\}; W_1 = 1;$$
$$W_2 = 5/(s+3000); W_3 = 10/(s+10); W_4 = 0.04; \quad (5)$$
$$W_5 = 0.001(s+0.1)/(s+500)$$

olarak seçilmiş ve frekans cevapları Şekil 4'de gösterilmiştir.




Şekil 4. Sistemin ağılık filtrelerinin frekans cevapları.

### 4.2. $H_\infty$ Kontrol Yöntemi

Seçilen ağırlık fonksiyonları ile performans hedefleri belirtilen sistemin kontrolü $H_\infty$ alt en uygun kontrol problemi olarak ele alınır. Şekil 2'de genel blok diyagramı gösterilen $H_\infty$ kontrolünde $\tilde{w}$'den z'ye kapalı çevrim transfer fonksiyonu LFT doğrusal kesirli dönüşüm

$$T_{z\tilde{w}} = F_\ell(N, K_\infty) \quad (6)$$

$$T_{z\tilde{w}} = N_{11} + N_{12}K_\infty(I - N_{22}K_\infty)^{-1}N_{21} \quad (7)$$

elde edilir. $H_\infty$ kontrol problemi

$$\min \|T_{z\tilde{w}}\|_\infty = \min_{\omega} \max \bar{\sigma}(F_l(N, K_\infty)) < \gamma \quad (8)$$

ile ifade edilir. Sistemin kararlılığını sağlayan kontrolör $\gamma$ üst limitini en aza indirgeyerek sistemi performans hedeflerine ulaştırır. Burada $\gamma$ üst limitinin en uygun değeri seçilen üst ve alt limitler arasında tekrarlama yapılarak bulunur. $H_\infty$ kontrol problemi çözümünde Riccati eşitliği veya LMI doğrusal matris eşitsizliği kullanılır [14].

Tekrarlama sonucunda tasarlanan yedinci dereceden $K_\infty$ kontrolörü ile $\|F_\ell(N, K_\infty)\|_\infty$ kapalı çevrimli sistemin $H_\infty$ normu $\gamma = 0.1205$ olarak bulunmuştur.

### 4.3. $H_\infty$ Kontrolörün Dayanıklılık Analizi

Dayanıklılık analizinin başlangıç noktası, P belirsizlik içeren iç bağlantılı modelini oluşturmak için belirsizlik içeren modelin oluşturulması gerekir.

Bu çalışmada, $m_1$ yaylanmalı kütlede %30, $k_1$ süspansiyon yay kat sayısında %20, $b_1$ sönüm katsayısında %20, $k_2$ tekerlek yay kat sayısında %2 değişimin sistemde belirsizliğe yol açtığı kabul edilerek parametrelerdeki değişim LFT doğrusal kesirli dönüşüm kullanılarak belirsizlik içeren sistem modeli Şekil 5'de gösterilmiştir.

Sistem modelinde, $\bar{m}_1, \bar{k}_1, \bar{k}_2$, ve $\bar{b}_1$ nominal parametre değerleri, $p_{m1}, p_{k1}, p_{k2}, p_{b1}$ parametrelerdeki bağıl sapmalar ve $-1 \le \delta_{m1}, \delta_{k1}, \delta_{k2}, \delta_{b1} \le 1$ parametre belirsizlikleri olmak üzere $m_1 = \bar{m}_1(1+p_{m1}\delta_{m1})$, $k_1 = \bar{k}_1(1+p_{k1}\delta_{k1})$, $k_2 = \bar{k}_2(1+p_{k2}\delta_{k2})$ ve $b_1 = \bar{b}_1(1+p_{b1}\delta_{b1})$ parametre

değişimleri ile ifade edilir. $1/m_1$ parametresinin karşılığı $F_u(M_{m1i}, \delta_{m1})$

$$\frac{1}{m_1} = \frac{1}{\bar{m}_1} - \frac{p_{m1}}{\bar{m}_1}\delta_{m1}(1 + p_{m1}\delta_{m1})^{-1} \tag{9}$$

ile ifade edilir. LFT'deki $M_{m1i}$ matrisi

$$M_{m1i} = \begin{bmatrix} -p_{m1} & 1/\bar{m}_1 \\ -p_{m1} & 1/\bar{m}_1 \end{bmatrix} \tag{10}$$

bulunur. $k_1, k_2, b_1$ değişen parametrelerin $F_u(M_{k1}, \delta_{k1})$, $F_u(M_{k2}, \delta_{k2})$, $F_u(M_{b1}, \delta_{b1})$ LFT'leri ve $M_{k1}, M_{k2}, M_{b1}$ matrisleri

$$M_{k1} = \begin{bmatrix} 0 & \bar{k}_1 \\ p_{k1} & \bar{k}_1 \end{bmatrix}; M_{k2} = \begin{bmatrix} 0 & \bar{k}_2 \\ p_{k2} & \bar{k}_2 \end{bmatrix}$$
$$M_{b1} = \begin{bmatrix} 0 & \bar{b}_1 \\ p_{b1} & \bar{b}_1 \end{bmatrix} \tag{11}$$

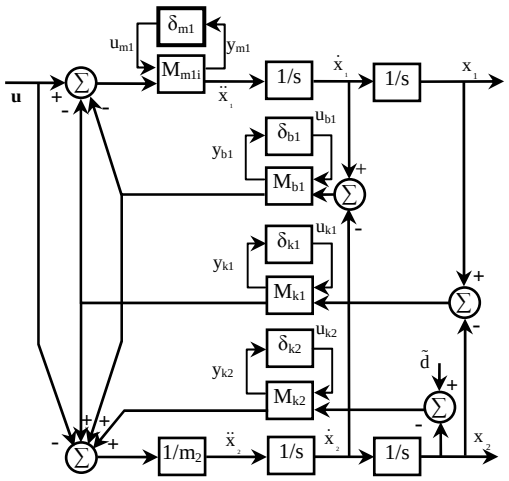
bulunur. Sistemin $u_\Delta = [u_{m1}\ u_{k1}\ u_{k2}\ u_{b1}]^T$ belirsizlik girişi ve $y_\Delta = [y_{m1}\ y_{k1}\ y_{k2}\ y_{b1}]^T$ belirsizlik çıkışlarının dahil edilmesiyle yapısal belirsizlik içeren sistemin $G_{sus}$ genişletilmiş durum uzayı modeli

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_{u\Delta}u_\Delta + B_d d + B_u u \\ y_\Delta &= C_{y\Delta}x + D_{y\Delta u\Delta}u_\Delta + D_{y\Delta d}d + D_{y\Delta u}u \\ y &= C_y x + D_{yu\Delta}u_\Delta + D_{yd}d + D_{yu}u \end{aligned} \tag{12}$$

elde edilir. Buradaki parametreler

$$B_{u_\Delta} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ -p_{m1} & -p_{k1}/m_1 & 0 & -p_{b1}/m_1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & p_{k1}/m_2 & p_{k2}/m_2 & p_{b1}/m_2 \end{bmatrix}$$
$$C_y = [1, 0, -1, 0]^T;$$
$$C_{y_\Delta} = \begin{bmatrix} -k_1/m_1 & b_1/m_1 & k_1/m_1 & b_1/m_1 \\ k_1 & 0 & -k_1 & 0 \\ 0 & 0 & -k_2 & 0 \\ 0 & b_1 & 0 & -b_1 \end{bmatrix} \tag{13}$$
$$D_{y_\Delta u_\Delta} = \begin{bmatrix} -p_{m1} & -p_{k1}/m_1 & 0 & -p_{b1}/m_1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$
$$D_{y_\Delta d} = [0, 0, k_2, 0]^T; D_{y_\Delta u} = [1/m_1, 0, 0, 0]^T;$$
$$D_{yu_\Delta} = [0, 0, 0, 0]^T; D_{yd} = [0]; D_{yu} = [0]$$

ile ifade edilir.

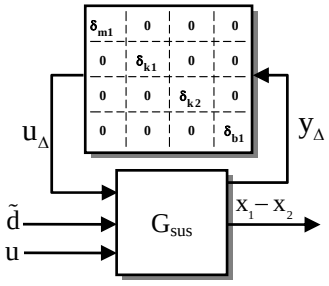



Şekil 5. LFT'li belirsizlik içeren sistem blok diyagramı.

Sistemin Δ yapısal belirsizlik bloku

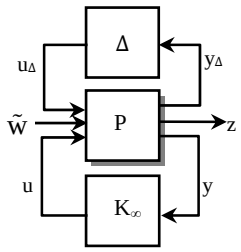
$$\Delta = \text{diag}(\delta_{m1}, \delta_{k1}, \delta_{k2}, \delta_{b1}) \tag{14}$$

ile $F_u(G_{sus}, \Delta)$ LFT'li belirsizlik içeren modeli Şekil 6'da gösterilmiştir.




Şekil 6. Yapısal belirsizlik içeren sistem bloğu.

Şekil 6'da gösterilen belirsizlik içeren sistemin genişletilmiş modeli ile Şekil 7'de verilen RC genel yapısı oluşturulur.

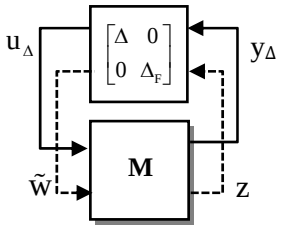



Şekil 7. Dayanıklı kontrol genel yapısı.

Oluşturulan RC genel yapısının dayanıklılık analizinde Δ belirsizlik bloğu RS analizi için kullanılırken, RP analizinde $\tilde{w}$ dış kaynaklı giriş sinyallerinden z performans çıktılarına $\Delta_F$ sanal belirsizlik bloğun dahil edilmesiyle oluşan

$$\Delta_p = \{\text{diag}(\delta_{m1}, \delta_{k1}, \delta_{k2}, \delta_{b1}, \Delta_F) \mid \delta_{m1,k1,k2,b1} \in R, \Delta_F \in C^{2\times 5}\} \tag{15}$$

performans belirsizlik bloğu kullanılır. $M = F_l(P, K_\infty)$ transfer fonksiyonu $\tilde{w}$ dış kaynaklı bozucu sinyallerden z performans çıkış sinyalleri arasında olup performans belirsizlik bloğu ile Şekil 8'de gösterilen dayanıklılık analizi genel blok diyagramı oluşturulur.

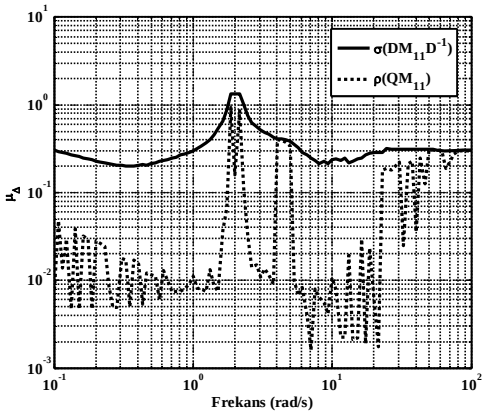



Şekil 8. Dayanıklılık analizi genel yapısı.

M transfer fonksiyonu ile $\Delta$ belirsizlik bloğu arasındaki $F_u(M,\Delta)=M_{22}+M_{21}\Delta(1-M_{11}\Delta)^{-1}M_{12}$ LFT bağlantısında $M_{22}$ nominal sistemin kararlı olması durumunda; kararsızlık $(1-M_{11}\Delta)$ teriminden kaynaklanmaktadır. Belirsizlik içeren sistemin RS'ın sağlandığı üst sınır, μ yapısal tekil değeri

$$\mu_\Delta(M_{11}) = \frac{1}{\min\{\bar{\sigma}(\Delta) \mid \det(I - M_{11}\Delta) = 0\}} \qquad (16)$$

ile ifade edilir. $\mu_\Delta(M_{11})$ değerine $\max_{Q\in Q_\Delta}\rho(QM_{11}) \le \mu_\Delta(M_{11}) \le \inf_{D\in D_\Delta}\bar{\sigma}(DM_{11}D^{-1})$ alt ve üst sınırı ile yaklaşılır. Sistemin dayanıklı kararlılık analizinde $\mu_\Delta(M_{11}) \le \inf_{D\in D_\Delta}\bar{\sigma}(DM_{11}D^{-1})$ en uygun D ölçeklendirme matrisi ile belirlenen üst sınır kullanılmıştır [14]. $\max_\omega \mu_\Delta(M_{11}) \le 1/\beta_s$ olması durumunda, küçük kazanç teoreminden, sistemin kararlılık şartının sağlandığı $\|\Delta\|_\infty \le \beta_s$ belirsizlik üst sınır değeri bulunur. $\mu_\Delta(M_{11})$ alt ve üst sınır dayanıklı kararlılık eğrileri Şekil 9'de verilmiştir.

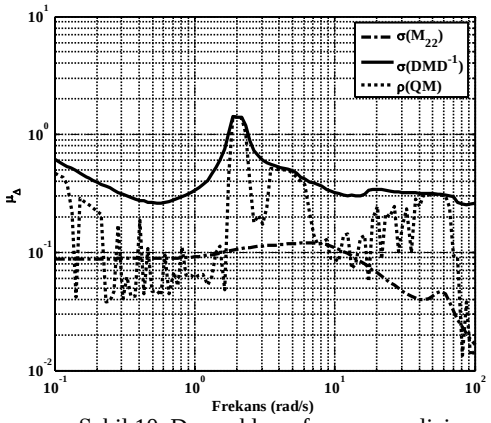



Şekil 9. Dayanıklı kararlılık analizi.

Sistemin RP'ın sağlandığı üst sınır, μ yapısal tekil değeri

$$\mu_{\Delta_p}(M) = \frac{1}{\min\{\bar{\sigma}(\Delta_p) \mid \det(I - M\Delta_p) = 0\}} \qquad (17)$$

ile ifade edilir. $\mu_{\Delta_p}(M)$ değerine $\max_{Q\in Q_\Delta}\rho(QM) \le \mu_{\Delta_p}(M) \le \inf_{D\in D_\Delta}\bar{\sigma}(DMD^{-1})$ alt ve üst sınırı ile yaklaşılır. $\mu_{\Delta_p}(M) \le \inf_{D\in D_\Delta}\bar{\sigma}(DMD^{-1})$ dayanıklılık üst sınırının dikkate alınmasıyla, $\max_\omega \mu_\Delta(M) \le 1/\beta_p$ olması durumunda, dayanıklı performans şartının sağlandığı $\|\Delta_p\|_\infty \le \beta_p$ belirsizlik bloğu üst sınır değeri bulunur. Sistemin $\bar{\sigma}(M_{22})$ nominal performans, $\mu_{\Delta_p}(M)$ dayanıklı performans Şekil 11'de verilmiştir.




Şekil 10. Dayanıklı performans analizi.

Şekil 9'dan dayanıklı kararlılık üst sınır değeri $\max_\omega \mu_\Delta(M_{11}) \le 1.3415$ ve Şekil 10'den dayanıklı performans üst sınır değeri $\max_\omega \mu_{\Delta_p}(M) \le 1.4161$ bulunur. Buna göre kararlılığın $\|\Delta\|_\infty \le 0.7454$ ve performansın $\|\Delta_p\|_\infty \le 0.7062$ belirsizlik üst sınır değerlerinde sağlandığı bulunur.

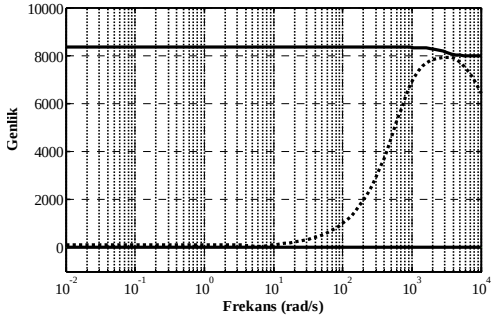
$H_\infty$ kontrol yöntemi nominal sistem için uygulanmış; bununla beraber ağırlık filtrelerinin kullanılması, sistemde kısmen belirsizlikler dahil edilmiş gibi düşünülebilir. Bu tasarlanan kontrolörün parametre değişimlerine karşı RS ve RP sağlamadığı görülmüştür. Bunun üstesinden gelebilmek için dayanıklı performans analizinde kullanılan $\mu_\Delta$ yapısal tekil değer üst sınırı sisteme sentez edilerek sistemin dayanıklı performansı garantilenir.

### 4.4. μ-Sentezi

μ dayanıklı performans analizi ve $H_\infty$ dayanıklı kontrol yönteminin birleşiminden oluşan μ-sentezi $\hat{D}_{\ell 0} = I_9$ ve $\hat{D}_{r0} = I_6$ başlangıç sol ve sağ üst sınır ölçeklendirme matrisi ile başlatılarak $H_\infty$ kontrol problemi

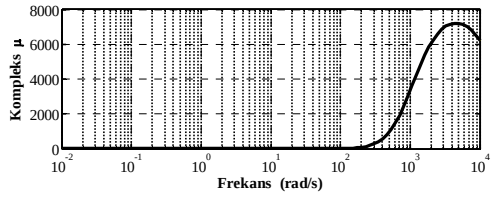
$$\begin{aligned} &\min_{K_{mu1}} \left\| \hat{D}_{\ell 0} F_\ell M_1 \hat{D}_{r0}^{-1} \right\|_\infty \le \gamma \\ &\min_{K_{mu1}} \max_{\omega} \bar{\sigma}(\hat{D}_{\ell 0} F_\ell M_1 \hat{D}_{r0}^{-1}) \le \gamma \\ &M_1 = F_\ell(P, K_{mu1}) \end{aligned} \tag{18}$$

ile $\gamma_{mu1} = 8342.04$ üst limit değeri ve $K_{mu1}$ ilk kontrolörü bulunur. $K_{mu1}$ kontrolörü ile kapalı çevrimli sistemin tekil değerleri Şekil 11'de gösterilmiştir.




Şekil 11. Kapalı çevrimli sistemin tekil değerleri.

Doğrusal matris eşitsizliği (LMI) kullanılarak sistemin $D_{\ell 1}$ ve $D_{r1}$ en uygun ölçeklendirme matrisleri ile $\mu_{\Delta_p}(M_1) \le \bar{\sigma}(D_{\ell 1} M_1 D_{r1}^{-1})$ sistemin dayanıklı performans analizi üst sınır eşitsizliği Şekil 12'de gösterilmiştir.




Şekil 12. $K_{mu1}$ kontrolörü ile RP analizi.

Şekil 12'den $\mu_{\Delta_p}(M_1) \le 7211.89$ bulunması ile birinci tekrarlama bitirilmiştir. Birinci tekrarlamadan elde edilen $D_{\ell 1}$ sol ve $D_{r1}$ sağ üst sınır ölçeklendirme matrisi $\Delta_p$ belirsizlik bloğu ile uyumlu olarak

$$D_{r1} = \left\{ \begin{matrix} \text{diag}(D_{m1}, D_{k1}, D_{k2}, D_{b1}, d_F I_2), \\ D_{m1}, D_{k1}, D_{k2}, D_{b1} \in C^{1x1}, d_F \in C \end{matrix} \right\} \tag{19}$$

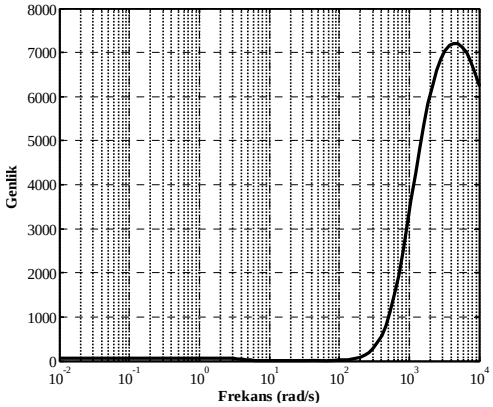
$$D_{\ell 1} = \left\{ \begin{matrix} \text{diag}(D_{m1}, D_{k1}, D_{k2}, D_{b1}, d_F I_5), \\ D_{m1}, D_{k1}, D_{k2}, D_{b1} \in C^{1x1}, d_F \in C \end{matrix} \right\} \tag{20}$$

tanımlanır. İkinci tekrarlama için $D_{m1}, D_{k1}, D_{k2}, D_{b1} \in C^{1x1}$ üst sınır ölçeklendirme matrislerine uydurulan eğrilere karşılık gelen sıfırıncı dereceden $\hat{D}_{m1}, \hat{D}_{k1}, \hat{D}_{k2}, \hat{D}_{b1}$ transfer fonksiyonları belirlenip $\hat{D}_{r1}$ sağ ve $\hat{D}_{\ell 1}$ sol ölçeklendirme transfer fonksiyonları

$$\hat{D}_{r1} = \left\{ \begin{matrix} \text{diag}(\hat{D}_{m1}, \hat{D}_{k1}, \hat{D}_{k2}, \hat{D}_{b1}, d_F I_2), \\ \hat{D}_{m1}, \hat{D}_{k1}, \hat{D}_{k2}, \hat{D}_{b1} \in C^{1x1}, d_F \in R \end{matrix} \right\} \tag{21}$$

$$\hat{D}_{\ell 1} = \left\{ \begin{matrix} \text{diag}(\hat{D}_{m1}, \hat{D}_{k1}, \hat{D}_{k2}, \hat{D}_{b1}, d_F I_5), \\ \hat{D}_{m1}, \hat{D}_{k1}, \hat{D}_{k2}, \hat{D}_{b1} \in C^{1x1}, d_F \in R \end{matrix} \right\} \tag{22}$$

ile ifade edilir. $\hat{D}_{r1}$ sağ ve $\hat{D}_{\ell 1}$ sol ölçeklendirme transferi ile sistemin dayanıklılık analizi $\mu_{\Delta_p}(M_1) \le \bar{\sigma}(\hat{D}_{1\ell} M_1 \hat{D}_{1r}^{-1})$ üst sınırı Şekil 13'de gösterilmektedir.

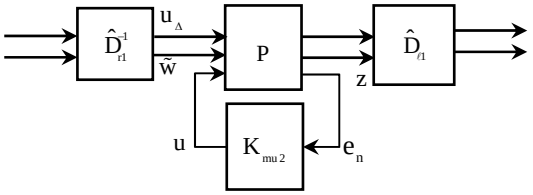



Şekil 13. $\bar{\sigma}(D_{1\ell} M_1 D_{1r}^{-1})$ ve $\bar{\sigma}(\hat{D}_{1\ell} M_1 \hat{D}_{1r}^{-1})$ üst sınırları.

Şekil 12'den $\bar{\sigma}(D_{1\ell} M_1 D_{1r}^{-1})$ ve $\bar{\sigma}(\hat{D}_{1\ell} M_1 \hat{D}_{1r}^{-1})$ üst sınırlarının çakışması $\hat{D}_{r1}$ sağ ve $\hat{D}_{\ell 1}$ sol ölçeklendirme transfer fonksiyonlarının $H_\infty$ kontrol probleminde kullanılabilirliğini göstermiştir. Buradan sistemin kararlılığını ve performansı sağlayan dayanıklılık üst sınırını indirgemek için $H_\infty$ kontrol problemi tekrar Denklem 18'deki gibi

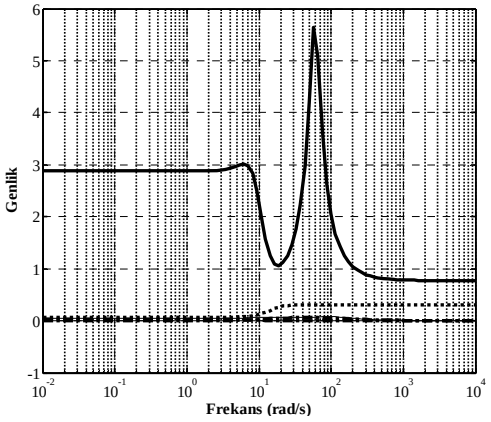
$$\begin{aligned} &\min_{K_{mu2}} \left\| \hat{D}_{\ell 1} M_2 \hat{D}_{r1}^{-1} \right\|_\infty \le \gamma \\ &\min_{K_{mu2}} \max_{\omega} \bar{\sigma}(\hat{D}_{\ell 1} M_2 \hat{D}_{r1}^{-1}) \le \gamma \\ &M_2 = F_\ell(P, K_{mu2}) \end{aligned} \tag{23}$$

ifade edilip Şekil 14'de genel blok diyagramı gösterilmiştir.



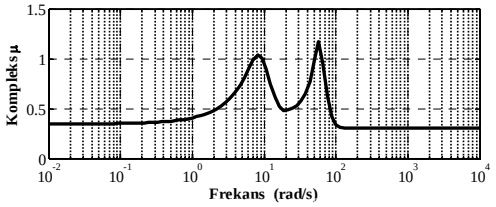

Şekil 14. $H_\infty$ kontrol problemi genel yapısı.

İkinci tekrarlamada $\gamma_{mu2} = 115.67$ üst limit değeri ve $K_{mu2}$ ikinci dereceden kontrolörü bulunur. $K_{mu2}$ kontrolörü ile kapalı çevrimli sistemin tekil değerleri Şekil 15'de gösterilmiştir.




Şekil 15. Kapalı çevrimli sistemin tekil değerleri.

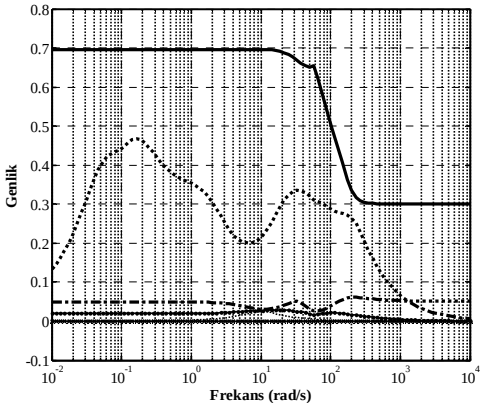
Bulunan $K_{mu2}$ kontrolörü ile yapısal belirsizlik içeren sistemin dayanıklı performans analizi $\mu_{\Delta_p}(M_2) \le \overline{\sigma}(D_{\ell 2} M_2 D_{r2}^{-1})$ üst sınır eşitsizliği Şekil 16'da gösterilmiştir.



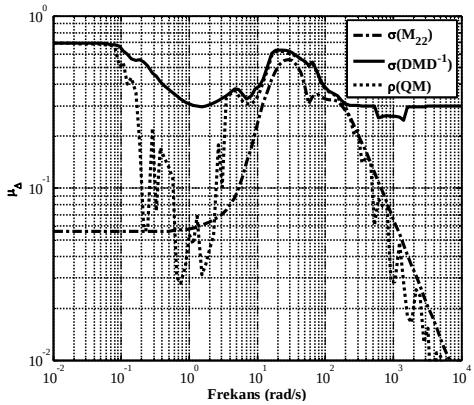

Şekil 16. $K_{mu2}$ kontrolörü ile RP analizi.

Şekil 16'den $\mu_{\Delta_p}(M_2) \le 1.172$ bulunması ile ikinci tekrarlama bitirilmiştir.

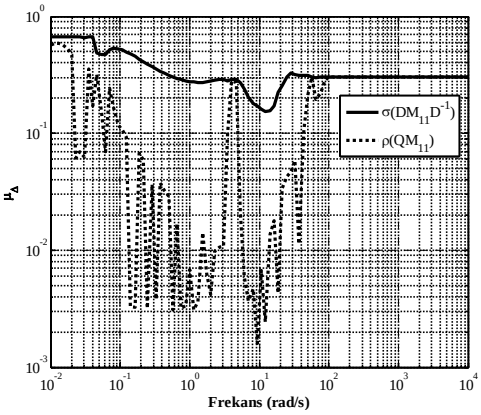
Aynı şekilde üçüncü ve dördüncü tekrarlamalarda $\gamma_{mu3} = 0.706$ ve $\gamma_{mu4} = 0.696$ üst limit değerleri ile yirmi dokuzuncu dereceden $K_{mu3}$ kontrolörü ve kırk birinci dereceden $K_{mu4}$ kontrolörü bulunmuştur. Tekrarlamaya devam edilmesi halinde $\mu_{\Delta_p}(M_4)$ üst sınırının indirgenemediği görülmüş, tekrarlama bu aşamada bitirilmiştir. Tekrarlama sonunda kapalı çevrimin tekil değerleri ve dayanıklılık üst ve alt limitleri Şekil 17-19'da gösterilmiştir.




Şekil 17. Kapalı çevrimli sistemin tekil değerleri.




Şekil 18. $K_{mu4}$ kontrolörü ile RP analizi.




Şekil 19. $K_{mu4}$ kontrolörü ile RS analizi.

Şekil 18'den dayanıklı kararlılık üst sınır değeri $\max_\omega \mu_\Delta(M_{11}) \le 0.6691$ ve Şekil 19'dan dayanıklı performans üst sınır değeri $\max_\omega \mu_{\Delta_p}(M) \le 0.6963$ bulunur. Buna göre kararlılığın $\|\Delta\|_\infty \le 1.4945$ ve performansın $\|\Delta_p\|_\infty \le 1.4362$ belirsizlik üst sınır değerlerinde sağlandığı bulunur.

## 5. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI

Sistem parametre değişimleri ve yoldan gelen bozuculara karşı $H_\infty$ nominal ve µ-sentezine dayalı dayanıklı kontrolörlerin RS ve RP analizleri ile $m_1$, $k_1$, $k_2$ ve $b_1$ parametrelerdeki değişime karşılık gelen belirsizlik sınır değerleri Matlab simülasyon ortamında bulunarak, Tablo 2 ve 3'de verilmiştir.

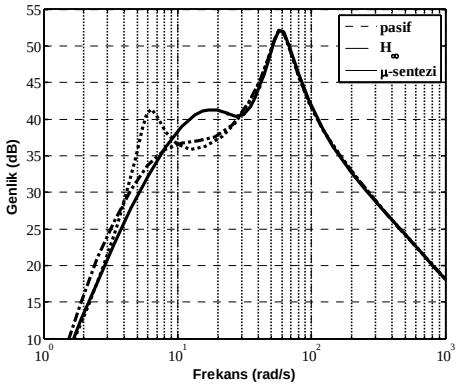
Tablo 2. $H_\infty$ nominal kontrolörün dayanıklılık sınırları.

| Parametre | Parametre değişim sınırları | |
|---|---|---|
| | RS | RP |
| $m_1$ | 400±89.4 | 400±84.7 |
| $k_1$ | 16000±2384 | 16000±2259 |
| $k_2$ | 160000±2385 | 160000±2259 |
| $b_1$ | 1000±149 | 1000±141 |

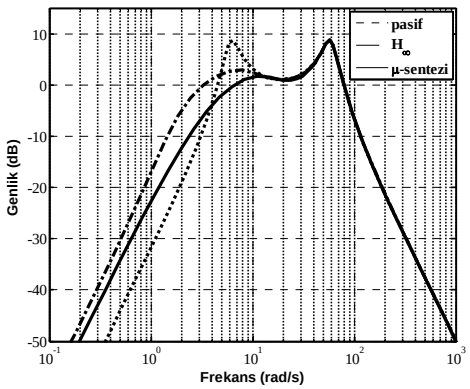
Tablo 3.µ- sentez dayanıklılık sınırları.

| Parametre | Parametre değişim sınırları | |
|---|---|---|
| | RS | RP |
| $m_1$ | 400±179 | 400±172.3 |
| $k_1$ | 16000±4783 | 16000±4595 |
| $k_2$ | 160000±4783 | 160000±4595 |
| $b_1$ | 1000±299 | 1000±287 |

Sistemin (1-1.5) saniye aralığında d=5 cm yüksekliğindeki tümsekten gelen bozucu sinyaline karşı kontrolörlerin frekans cevapları Şekil 20 ve 21'de gösterilmiştir.

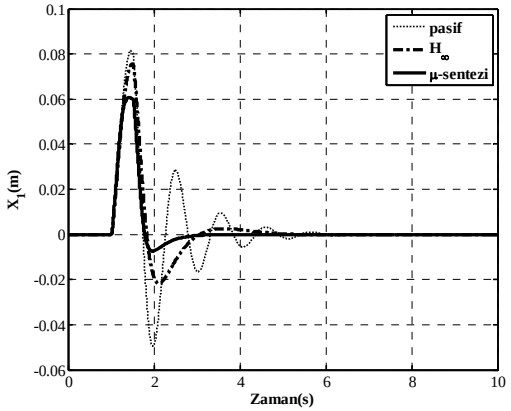



Şekil 20. Sistemin frekans cevabı.

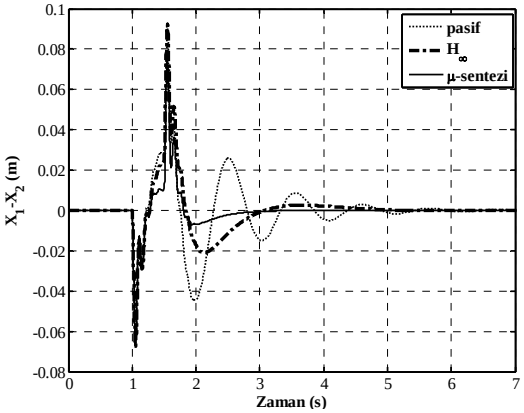



Şekil 21. Sistemin frekans cevabı.

Kontrolörlerin zaman tanım alanındaki aktif süspansiyon için gövdenin dikey salınımı Şekil 22'de, süspansiyon bağıl salınımı Şekil 23'de, gösterilmiştir.

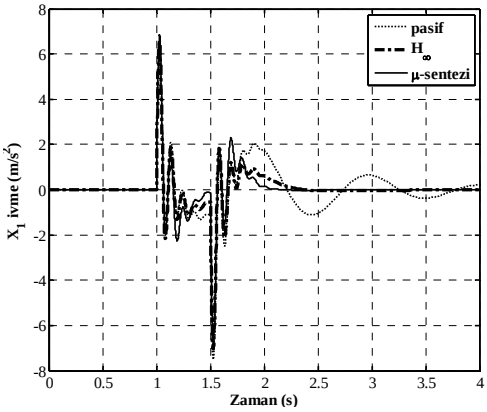



Şekil 22. Kontrolörlerin dikey salınım cevabı.

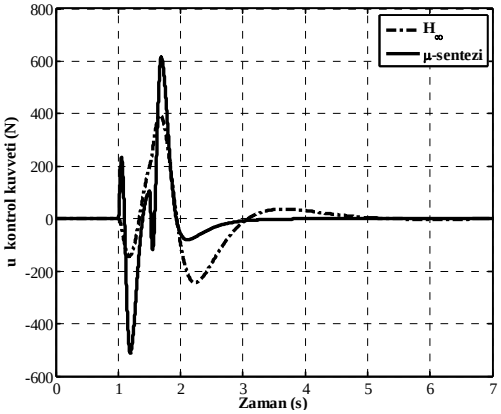



Şekil 23. Kontrolörlerin bağıl salınım cevabı.

Gövdenin ivmesinin pasif süspansiyona göre bastırıldığı Şekil 24'de verilmiştir. Sistemin titreşimlerinin sönümü ve gövde ivmesinin azaltılması için kontrolörler tarafından sağlanan kuvvet Şekil 25'de gösterilmiştir.




Şekil 24. Gövde ivme cevabı.




Şekil 25. Kontrolörlerin tarafından uygulanan kuvvet.

μ-sentezine dayalı RC tasarımı için yapılan D-K tekrarlamalarının özeti Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 4. D-K tekrarlama özeti.

| Açıklama | Tekrarlama sayısı i | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 |
| Kontrolör derecesi | 7 | 7 | 29 | 41 |
| Toplam D ölçeklendirme fonksiyonu derecesi | 0 | 0 | 22 | 34 |
| $\gamma_{mui}$ | 8342.04 | 115.67 | 0.706 | 0.696 |
| $\max_{\omega} \mu_{\Delta}(M_i)$ | 7211.89 | 1.172 | 0.699 | 0.697 |

## 6. SONUÇLAR

Bu çalışmada, bir çeyrek taşıt modeli için parametrik belirsizlikli aktif süspansiyon sistemine $H_\infty$ nominal ve μ-sentezine dayalı dayanıklı kontrolörler tasarlandı.

Simülasyon ortamında, yoldan gelen bir bozucu sinyale karşı μ-sentez tabanlı RC'nin kararlılığı ve performansının $H_\infty$ nominal kontrolöre göre daha üstün olduğu, dış bozucuların etkisine karşı sistemin performansını iyileştirdiği, dayanıklı kararlılığının ve dayanıklı performans sınırlarının büyük olduğu bulunmuştur.

Parametre değişimlerine göre süspansiyon dikey bağıl hareketini bastıran μ-sentez tabanlı kontrolör; taşıt gövdesinin ivmelemesini azaltmış ve yerçekimi ivmesinin altında tutmuştur. Aynı zamanda taşıt gövdesinin titreşimini kısa zamanda sönümleyerek yolcu konforunu sağlayabileceği saptanmıştır. Her iki kontrolörün frekans cevaplarından taşıt gövdesinin salınımı (3-10) Hz frekans aralığında (1-10) dB azalttığı gözlenmiştir.

Elde edilen simülasyon sonuçları kontrolörlerin aktif taşıt süspansiyon sisteminde konforlu bir seyir sağlaması için gerçek zaman uygulamasında başarılı olabileceğini göstermiştir.

## 7. KAYNAKLAR

1. Kanbolat, A., Okuyama, Y., Takemari, F., Laszlo, G., Horvat, S., and Bokor, J., "$H_\infty$ Vibration Control of Active Suspension for Automotive Application", SICE '95. Proceedings of the 34th SICE Annual Conference, pp. 1341-1346, 1995.

2. Alyaqout, S. F., Papalambros, D. Y., and Ulsoy, A. G., "Combined Design and Robust Control of a Vehicle Passive/Active", International Journal of Vehicle Design, Vol. 59, No. 4, pp. 315-330, 2012.

3. Yu, F., and Crolla, D. A., "State Observer Design for a Adaptive Vehicle Suspension", Vehicle System Dynamics, Vol. 30, pp. 457-471, 1998.

4. Tan, T. T., Nguyen, V. G., and Kim, S. B., "Control of Active Suspension System by Using $H_\infty$ Theory", Transaction on Control, Automation, and Systems Engineering Vol.2, No.1, pp. 1-6, 2000.

5. Packard, A., and Doyle, J., "The Complex Structured Singular Value", Automatica, pp.1-70, 1993.

6. Gaspar, P., Szaszi, I.,and Bokor, J.," Design of Robust Controllers for Active Vehicle Suspensions", 2002 IFAC 15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain, 2002.

7. Zhou, K., Doyle, J. C., Glover, K., "Robust and Optimal Control", New Jersey, Prentice Hall, 1996.

# BİR YILANSI ROBOTUN DİNAMİK ANALİZİ VE KONTROLÜ

Tayfun ABUT, Servet SOYGÜDER, Hasan ALLİ
Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 23119, ELAZIĞ

tayfunabut@gmail.com, ssoyguder@firat.edu.tr, halli@firat.edu.tr

## ÖZET

Bir doğa canlısı olan yılanlar hemen hemen her ortamda yüksek performansta hareket becerilerine, uzun, ince ve esnek bir bedene sahip olmaları ve zorlu ortamlarda hareket yetenekleri bu yaratığı ilginç kılmıştır. Farklı mekanizmalara sahip ve farklı işlevleri gerçekleştirebilen birçok yılansı robot çalışmaları mevcuttur. Bu çalışmalar iki kategoriye ayrılır. Birincisi aktif bir diğeri ise pasiftir. Her ne kadar aktif sistemli yılansı robotlar gerçek zamana daha uyumlu görünse de, gerçekte doğada bulunan yılanların pasif sistemle modellenmesi gerekir ki buda daha karmaşık bir sistemi oluşturmaktadır. Bu çalışmada pasif bir yılansı robotun dinamik modeli analitik olarak elde edilmiştir. Yılanların serpanodial hareketi göz önüne alınarak sistemin dinamik denklemleri elde edilmiştir. Yılansı robotlar doğadaki yılanlar gibi sürünerek hareket ettiklerinden sürtünme kuvvetlerinin sistem dinamiği üzerindeki etkisinin önemi incelenmiştir. Tasarlanan yılansı robot beş-eklem' den oluşmaktadır. Elde edilen dinamik denklemler, Matlab' da kullanılarak sistem performansını gösteren benzetim çalışmaları yapılmıştır. Ayrıca yılansı robotun hareket kabiliyetlerini inceleyebilmek için katı modeli oluşturulmuş ve animasyonlar gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak bu çalışmada ki hedefimiz, doğadaki yılanların hareketlerini gerçek zamanda yapabilecek bir yılansı robot tasarlamak ve imalatını gerçekleştirmektir.

**Anahtar Kelimeler:** Yılansı Robot, Serpanodial Hareket, Dinamik Model

# DYNAMIC ANLYSIS AND CONTROL OF A SNAKE-LIKE ROBOT

## ABSTRACT

Serpentine robots acting skills in almost any environment with high performance, long, thin and flexible to have a body, object manipulation skills and fine motor skills in harsh environments, has made it an interesting creature. Many serpentine robots that can perform different functions and have different mechanisms exist. These studies fall into two categories. The first is active and the other passive. In this study, dynamic model of a passive serpentine robot is analytically obtained. Dynamic equations have been obtained for serpanodial motion of a snake. Hence serpentine robots can move in nature like snakes, importance of effect of the friction forces caused by the crawling on the system dynamics has been investigated. The designed serpentine robot has five-joints. At the same time, dynamic equations have been run by used Matlab to simulate the system performance. In addition, to examine the mobility of the robot's serpentine motion has been created 3D model and animations. As a result, the goal of this study, in the nature of a serpentine robot capable of real-time movements of snakes is to design and manufacture.

**Keywords:** Snake robot, Serpanodial Motion, Dynamic model

## 1. GİRİŞ

Genel olarak hayvanları insanların hizmetine sunmak için bir takım çalışmalar mevcuttur [1-4]. Son yıllarda, çok yönlülük, uyum sağlayabilme ve uyarlanabilirlik bağlamında üstün hareket yeteneklerinden dolayı yılan benzeri modüler robotlara olan ilgide önemli bir artış vardır. Pasif tekerlekli, düzlemsel, yılan benzeri robotlar ana kategorilerden birini oluşturmakta ve aktif şekilde araştırılmaktadır. Bu tür robotlar için çok çeşitli yörüngeleri takip edebilmelerini sağlayacak bir hareket paterni üretmek oldukça önemlidir. Tüm bunlar yumuşak geçişli ve enerji etkin bir şekilde başarılmalıdır. Birçok çalışma tüm bu

gereksinimleri sağlamanın zorlu bir problem olduğunu göstermektedir. Farklı mekanizmalara sahip ve farklı işlevleri gerçekleştirebilen birçok yılansı robot çalışmaları mevcuttur. İlk yılansı robot çalışması 1972 yılında Hirose tarafından gerçekleştirilmiştir[5]. Toplam uzunluğu 2 m olan 28 kg ağırlığında ve 20 eklemden oluşmuştur. Pasif tekerleklerle donatılmıştır. Geliştirilmiş olan ACM-R3 [6] kablosuz olup 3D hareket yeteneğine sahiptir. Bu robot, 20 eklemden oluşmakta ve 1,8 m boyunda ve 12 kg ağırlığındadır. Bu robot iki farklı dönme eksenine sahip ve eklemleri bir birine dik 90 derece açıyla bağlanmıştır. Bu bağlantı biçimi 3 boyutlu hareketi mümkün kılmıştır. Çünkü bu mekanizmanın her bir bağlantı noktası tek serbestlik derecelidir ve bu yapı basitleştirilerek standart haline getirilmiştir.

Bir başka çalışma olan Wheeko[7] yılansı robot bu çalışmada referans alınmıştır. Bu robot 10 eklemli olup her uzuv için ayrı ayrı iki adet eyleyici kullanılmıştır. Her eklem üzerinde 12 adet pasif tekerlek bulunup her uzuv iki serbestlik dereceye sahiptir. Bu çalışmada 5 eklemli bir yılansı robotun dinamik modeli oluşturulmuştur.

**2-Biyolojik Olarak Yılanlar**

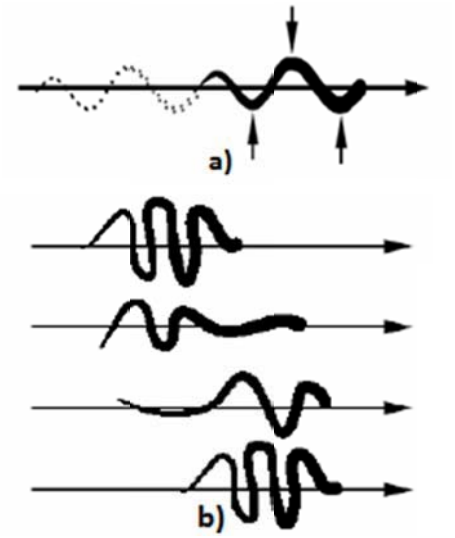
**2.1-Yılan İskeleti**

Bir yılan iskeleti genellikle, en az 130 omurdan oluşur, omur sayısı 400 oluşmaktadır. Bu omurların hareket aralığı her eklem için 10 ile 20 derece arasında sınırlıdır. Bu omurlar hem sağa sola hem de aşağı yukarı hareket etmektedir.

**2.2-Yılansı Robot Hareketleri**

## A- Serpanodial hareket

Genel olarak sinüzoidal hareketi en çok kullanılan harekettir. Sürekli bir harekettir ve hareket önden arkaya dalgaları yayarak elde edilir. Şekil de gösterildiği gibi, tek bir sinüs-benzeri harekettir 1(a).Bu harekette yılan vücudu üç noktada yere temas etmekte ve sürekli ileriye doğru bir hareket söz konusudur. İki nokta hareket için gerekli olan kuvvetlerinin üretilmesini sağlar üçüncü nokta ise kuvvetleri dengelemek için kullanılmaktadır. Aslında tek vektör olarak düşünüldüğünde bu vektörün hem normal hem de teğet bileşeni vardır.




Şekil 1. (a)Serpanodial hareket [8] (b) Dalga hareketi [9].

**B-Dalga hareketi**

Bu harekette süreklilik vardır ve ilk başta adeta bir sıkışma söz konusudur. Ön kısım genişlemeye başladığında arka kısımlar sabit durumdadır ve bu sabit kısımlar ön kısmı ileri doğru ya iter ya da çeker. Bu hareket de dalga dalga arkaya doğru yayılarak gerçekleşir şekil 1(b) .

**C- Yanal dalgalanma hareketi**

Gözlemlenen en şaşırtıcı yürüyüş tipidir. Yılan vücudunu yere paralel olarak ve eğimli bir açıyla hareket ettirir Şekil 3.Yanal dalgalanma hareketi yerine kısa olan yılan gövdesinin ile zemin arasında statik temas söz konusudur.



Şekil 2. Yanal dalgalanma [10].

Tasarlanan yılansı robot beş-eklem' den oluşmaktadır. Elde edilen dinamik denklemler, Matlab' da kullanılarak sistem performansını gösteren benzetim çalışmaları yapılmıştır. Ayrıca yılansı robotun hareket kabiliyetlerini inceleyebilmek için Solidworks' de katı modeli oluşturulmuş ve animasyonlar gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu çalışmada Lagrange-Euler yöntemi kullanılarak dinamik modeli elde edilmiştir.
Elde edilen animasyonlar sonucu sistemin hareketi hakkında yararlı bilgiler edinilmiştir.

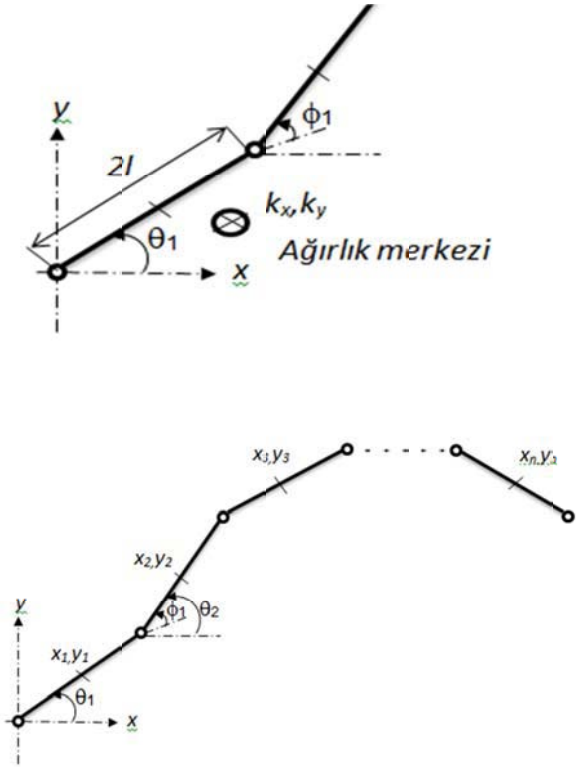
Tablo 1. Robot parametreleri

| Sembol | Tanım | Birim |
|---|---|---|
| $\theta_i$ | Uzuv Açısı | *radyan* |
| $l_i$ | Uzuv boyu | *M* |
| $I_i$ | Atalet momenti | $kgmm^2$ |
| $\phi_i$ | Modül açısı | *radyan* |
| $f_{x,i}$ | Uzuv i+1'in i. uzuv üzerindeki x yönündeki kuvveti | *N* |
| $f_{y,i}$ | Uzuv i+1'in i. uzuv üzerindeki y yönündeki kuvveti | *N* |
| $f_{x,i-1}$ | Uzuv i-1'in i. uzuv üzerindeki x yönündeki kuvveti | *N* |
| $f_{y,i-1}$ | Uzuv i-1'in i. uzuv üzerindeki y yönündeki kuvveti | *N* |
| $u_i$ | Uzuv i+1'in i üzerindeki motor torku | *N.mm* |
| $u_{i-1}$ | Uzuv i-1'in uzuv i üzerindeki motor torku | *N.mm* |
| $f^R x,i$ | Uzuv i'nin x yönündeki sürtünme kuvveti | *N* |
| $f^N y,i$ | Uzuv i'nin y yönündeki sürtünme kuvveti | *N* |
| $x_i$ | Her bir uzuvun ağırlık merkezinin X ekseni yönündeki koordinatı | *mm* |
| $y_i$ | Her bir uzuvun ağırlık merkezinin Y ekseni yönündeki koordinatı | *mm* |
| $k_x$ | Robotun ağırlık merkezinin X ekseni yönündeki koordinatı | *mm* |
| $k_y$ | Robotun ağırlık merkezinin y ekseni yönündeki koordinatı | *mm* |
| $x_h$ | Robotun kafasının x ekseni yönündeki koordinatı | *mm* |
| $y_h$ | Robotun kafasının y ekseni yönündeki koordinatı | *mm* |
| $p_j$ | Robota genelleştirilmiş kuvvetlerin uygulama noktasını vektörü | *mm* |

Bu bilgiler ışığında gelecek çalışmalar için, farklı tasarım ve mekanizmalar üzerinde durulup daha basit bir mekanizma tasarımı ile yüksek performansın sağlaması düşünülmektedir.

## 3.Düzlemsel yılansı robotun dinamik modeli

### 3.1. Sistem Modeli




Şekil 3. Düzlemsel yılansı robot modeli

Sistem basit olarak düzlemsel yılansı robot modeli düşünülerek modellenmiştir. Her bir uzuvun kütlesi *m* kütlesel atalet momenti *I* ile temsil edilmektedir. Her bir uzuvun kütle merkezi $x_i$ ve $y_i$ ile temsil edilmektedir.

$\theta_i$ uzuv açısını $\phi_i$ ise eklem açısını ifade etmektedir. Her bir uzuvun uzunluğu 2l'dir. Şekil 3'te gösterildiği gibi i. modülün yönlendirme açısıdır. Ayrıca $x_i$ ve $y_i$ i. modülün kütle merkezinin koordinatlarını göstermektedir. Robotun kafa pozisyonu koordinatları $x_h$ ve $y_h$ gösterilmiştir. Birbirini takip eden iki modül arasındaki bağıl modül açısı $\phi_i$ ile gösterilmiştir.

$$\phi_i = \theta_{i+1} - \theta_i \qquad (1)$$

Bu sistem matematiksel olarak seri bağlı robotlara örnek verilebilir. Sistem seri bağlı robotlar gibi düşünülmesine rağmen serpanodial robotlara özgü iki önemli fark vardır. Birincisi ,modüller dikey eksen etrafında dönmektedir. İkincisi ,modüllere zemin tarafından uygulanan sürtünme kuvveti

sayesinde çevre ile sürekli etkileşim içindedirler.

Şekil 3 'teki i. modülün ağırlık merkezinin konumu ve hızı aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

$$x_i = x_h + 2l\sum_{j=1}^{i-1} \cos\theta_j + l\cos\theta_i$$

$$y_i = y_h + 2l\sum_{j=1}^{i-1} \sin\theta_j + l\sin\theta_i$$

$$i = \{1,.....m\} \quad (2)$$

Konum değişkenlerinin zaman göre türevi alınarak i.modülün ağırlık merkezinin hız ifadeleri aşağıdaki formülle ifade edilmiştir.

$$\dot{x}_i = \dot{x}_h - 2l\sum_{j=1}^{i-1} \dot{\theta}_j \sin\theta_j - l\dot{\theta}_i \sin\theta_i$$

$$\dot{y}_i = \dot{y}_h + 2l\sum_{j=1}^{i-1} \dot{\theta}_j \cos\theta_j + l\dot{\theta}_i \cos\theta_i$$

$$i = \{1,.....m\} \quad (3)$$

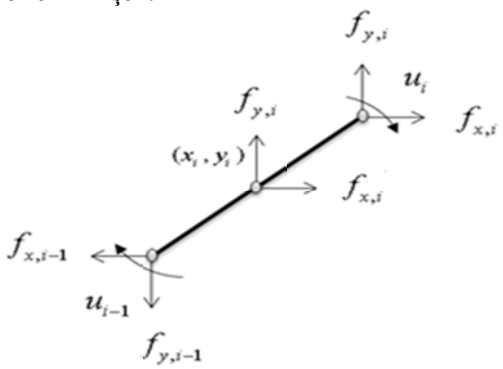
Bir robot hareketinin yapılandırmasında değişkenler iki sınıfa ayrılmaktadır. Birincisi değişkenler ile robotun pozisyonu tanımlanmaktadır. Bu çalışmada robotun ve ona bağlı modüllerin konumu ve yönü sağ el kuralına göre belirlenmiştir. Bu çerçeve de z ekseni robotun hareket yönünü, $x_h$ ve $y_h$ robot kafasının konumunu göstermektedir. Diğer yapılandırma değişkenleri ise dahili(iç) yapılandırma değişkenleri olarak tanımlanmıştır. Bu sınıf yapılandırma değişkenleri genellikle genel duruş veya mekanizma şeklini (şekil değişkenlerini) belirleyen değişkenlerdir. Şekil 3'te sistemin açısal ve pozisyon koordinatları vektörel olarak aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

$$\theta = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Dinamik denklemlerinin çıkartılmasında hem sistematik ve kolay olması hem de robot dinamik denklemlerinde çok yaygın kullanılması sebebiyle Lagrange-Euler(L-E)metodu kullanılmıştır. Bu denklemlere dayanarak, modüllere etki eden sürtünme kuvvetleri sayesinde sistem hareket etmektedir. Sistemin denklemleri düz bir zeminde hareket ediyormuş varsayımıyla dönme ve öteleme hareketleri göz önüne alınarak türetilmiştir. Bu varsayım ile sistemin denklemleri elde edilmiş olsa bile gerçek dinamikleri temsil etmekten uzaktır. Bununla birlikte literatürde yaygın olarak kabul edilen örneğin [11], [12], ve [13] 'deki yaklaşımlardır.

Sistem hareketi sırasında dıştan uygulanan kuvvetlere maruzdur, bu kuvvetler çevresel ve sistem elemanları tarafından oluşturulanlar olarak kategorize edilebilir.

Çevresel kuvvetler sürtünme şeklindedir. Uygulanan sürtünme kuvveti oldukça karmaşıktır, tam olarak kavramak ve iyi bir modelleme yapmak için halen çalışmalar devam etmektedir. Yılan hareketleri sırasında etkilendiği anizotropik sürtünme özelliklerini açıklayan bir model ileri sürülmektedir. Bu modelde anizotropik sürtünmeyi daha iyi tahmin edebilmek için Coulomb ve viskoz sürtünme modellerini birleştirerek kabul edilmiştir. Ancak bu çalışmada karmaşık model değil, gerçek hedefe ulaşmak için basit Coulomb sürtünme modeli yaklaşımı kullanılmıştır.




Şekil 4.Yılansı robotun her modülüne etkiyen kuvvetler ve momentler

Her bir uzuv motor momentlerinin, bağ kuvvetlerinin ve sürtünme kuvvetlerinin etkisi altındadır. Şekil 4'te her bir uzuva etkiyen kuvvet ve momentler gösterilmiştir. Tekerleklere dönmeden dolayı sürtünme kuvveti etki etmektedir. Bu sürtünme kuvveti bileşenlerine ayrılmıştır. Tepki kuvvetleri i-1. uzuvdan i. uzuva x ve y yönünde etki etmektedir. Benzer şekilde i+1. uzuvdan i. uzuva tepki kuvvetleri etki etmektedir. Açıkça görülüyor ki i-1. uzuvdan ve i+1. Uzuvdan etkiyen tepki kuvvetlerinin büyüklükleri aynı fakat yönleri zıttır. Dönmeden dolayı da viskoz sürtünme kuvveti oluşmaktadır. Her bir

uzuva dönmeden dolayı her iki tarafından bu sürtünme kuvveti etki etmektedir. Yine her bir uzuvun iki tarafında 2 adet motor bulunmaktadır. Bu motorlar $M_i$ ve $M_{i+1}$ torklarını uzuva uygulamaktadır. Her uzuva etki eden normal ve teğetsel sürtünme kuvvetleri aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

$$f_i^{T_i} = f_i^{T_1} \quad i = \{1,....m\} \quad (5)$$
$$f_i^{N_i} = f_i^{N_1}$$

Bu sürtünme kuvvetleri Şekil 4'te gösterilmiştir. Kontrol torkları, vektörel formda aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

$$u = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} \in R^4 \quad (6)$$

Normal sürtünme kuvveti vektörel formda aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

$$f^N = \begin{bmatrix} f_1^N \\ f_2^N \\ f_3^N \\ f_4^N \\ f_5^N \end{bmatrix} \in R^5 \quad (7)$$

Dönme hareketinden oluşan teğetsel sürtünme kuvveti vektörel formda aşağıdaki gibi gösterilir.

$$f^R = \begin{bmatrix} f_1^R \\ f_2^R \\ f_3^R \\ f_4^R \\ f_5^R \end{bmatrix} \in R^5 \quad (8)$$

Uzuva etki eden sürtünme kuvveti teğetsel sürtünme kuvvetleridir yani $f_i^R$ sürtünme kuvveti $f_i^N$ daha küçük olmalıdır. Sistem hareketi pasif tekerleklerle gerçekleşeceğinden bu durumda pürüzsüz yüzeylerde iyi sonuçlar alınabilir fakat pürüzlü yüzeyler için aynı şeyler söylenemez. Bu nedenle dönme sürtünme kuvveti dikkate alınarak daha gerçekçi simülasyonlar elde edilebilir. Sistem de Lagrange-Euler(L-E) yöntemi kullanılacağından tepki kuvvetleri matris formda gösterilmemiştir.

**3.2. Sistemin Hareket Denklemleri**

Elde edilen sistemin hareket denklemleri literatürde oldukça yaygın olarak kullanılmıştır[14].Sistemin kinetik enerjisi genel koordinatlara göre aşağıdaki eşitlikten faydalanılarak elde edilmiştir.

$$T = \frac{1}{2}\sum_1^m \left[ m(\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) + J\dot{\theta}_i^2 \right] = \frac{1}{2}\dot{q}^T M(\theta)\dot{q} \quad (9)$$

Burada m=5 ve $M(\theta)$ ise 5*5'lik pozitif tanımlı simetrik bir matris olup aynı zamanda sistemin atalet matrislerini de içermektedir. Matrisin sabitlerini m,L,J temsil etmekte sistemin değişkenleri yalnızca $\theta$' dır. Robot x-y düzleminde çalıştığından sistemin potansiyel enerjisi z yönünde yer çekimi ivmesi görür ve bu da z'ye eşittir. z ise her zaman sabittir yani V=z'dir.

Sistemin kayıp enerjisi aşağıdaki denklem yardımıyla elde edilmiştir.

$$D = \frac{1}{2}\sum_1^{n-1} \left[ c\dot{v}_i^2 \right] = \frac{1}{2}\dot{q}^T N(\theta)\dot{q} \quad (10)$$

Burada $N(\theta)$ ise 5*5'lik bir matris olup matrisin değişkenleri yalnızca $\theta$' dır ve sabiti ise z'dir. Böylece sistemin Lagrange denklemleri oluşturulurken L=T-V=T ise z sıfır olarak kabul edilebilir hale gelmektedir. Genel olarak Lagrange-Euler denklemi [12] aşağıdaki formülle elde edilmiştir.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_k + \tau_k \quad i = \{1,.....n\} \quad (11)$$

$$Q_i = \sum_{j=1}^{n} F_j \frac{\delta p_j}{\delta q_i} \quad (12)$$

Tüm çevresel genelleştirilmiş kuvvetler $F_j$ tarafından uygulanan(dönme nedeniyle sönümleme kuvvetleri hariç $\frac{\delta D}{\delta \dot{q}_i}$

)kuvvetleridir. Burada $p_j$ dıştan uygulanan $F_j$ kuvvetinin uygulama noktasının yer vektörünü temsil etmektedir. $\tau_i$ genelleştirilmiş kuvvetler dışında yörünge takibi için gerekli motor torkunu ifade etmektedir. Sistem için gerekli motor torkları vektörel formda aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

$$\tau = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \end{bmatrix} \quad (13)$$

Lagrange denklemlerinde kinematik kısıtlamalar dahil edilmemiştir. Dış kuvvetlerden normal sürtünme kuvveti Coulomb sürtünmesi olarak kabul edilip ve sistemin kayması önlenmiştir.

$$f_i = -m_i g \mu sign(v_i) \quad (14)$$

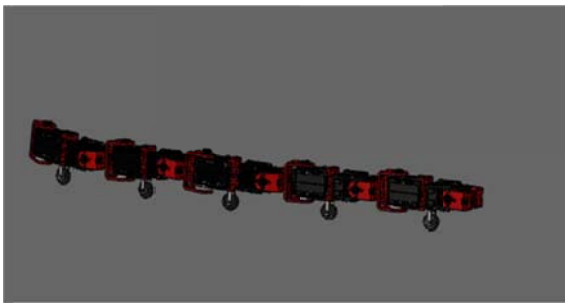
$$M(\theta)\left[\ddot{\theta}\right] + C\left(\dot{\theta}, \theta\right)\left[\dot{\theta}\right] + N\left[\dot{\theta}\right] = \tau + Q \quad (15)$$

Sistemin Coriolis matrisi $C\left(\dot{\theta}, \theta\right)\left[\dot{\theta}\right]$, ifadesi Coriolis ve merkezkaç kuvvetlerini göstermektedir. Ayrıca sistemin genelleştirilmiş kuvvetleri vektör formunda aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

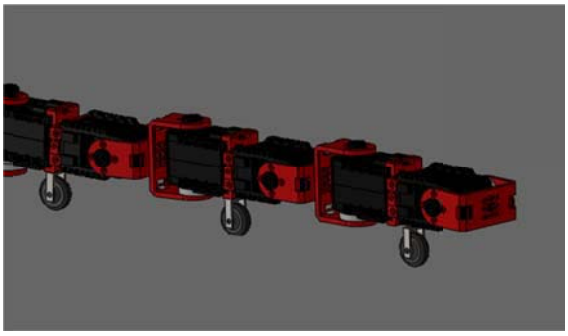
$$Q = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ Q_4 \\ Q_5 \end{bmatrix} \quad (16)$$

### 3.3. Yılansı Robotun Katı Modeli

Bu çalışmada düşünülen beş uzuvdan oluşan yılansı robotun Solidworks' da yapılan modeli Şekil 5' de gösterilmiştir. Şekil 6'da düzlemsel yılansı robotun animasyon görüntüleri gösterilmiştir. Şekil 7'de ise yılansı robotun tek bir modülünün katı modeli gösterilmiştir.



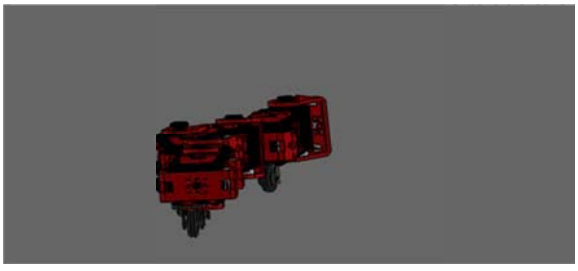
Şekil 5 .Yılansı robotun katı modeli



**a**

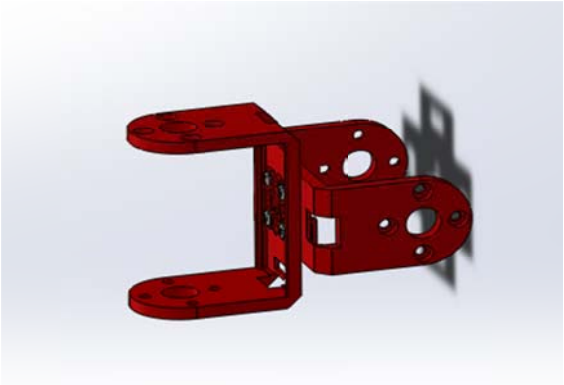


**b**



**c**

Şekil 6. Yılansı robotun animasyon görüntüleri **a**-izometrik görünüşü **b**-üstten görünüşü **c**-önden görünüşü



Şekil 7. Yılansı robotun tek bir uzuvunun katı modeli

Sistem beş uzuvdan ibarettir. Her bir uzuv iki serbestlik derecesine sahiptir. Robotun bir serbestlik derecesi aşağı-yukarı(pitch) salınımı gerçekleştirir ve diğer serbestlik derecesi ise yalpalama (yaw) hareketini gerçekleştirmektedir. Robotun hareket ekseni z ekseni olup robotun dönme matrisinin (rotation matrix) oluşturulmasında kullanılmıştır.

**4. Yılansı Robotun Denetimi**

Yılansı robot sisteminin modellenmesi, denetimi ve sayısal benzetimi MATLAB paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Serpanodial hareketi MATLAB paket programında bir ana programdan ve bir de simulink programından oluşmaktadır. Ana programda sisteme ait başlangıç değerleri, robot parametreleri, dinamik denklemleri ve simulasyona ait grafik komutları mevcuttur. Simulink programında bloklardan oluşturulmuştur ve kontrol parametreleri mevcuttur. Simulink programı beş giriş altı çıkıştan oluşan bir sistemdir. Çıkış sayısının bir fazla olmasının nedeni kontrol edilen sinyalin görülmek istenmesidir. Yılansı robotun serpanodial hareketi iki farklı kontrolcü ile denetlenmiştir.

Ana programın algoritmasının çıkış sinyalleri yılansı robotun her bir uzvunda bulunan motorlara, PD ve PID denetim algoritması ile üretilen uygun tork değerleridir. PD ve PID denetim algoritması ile uygun çıkış sinyali olarak tork elde edilerek sistem denetlenmektedir. Kontrolcülerden PD kontrol ile hareket tam olarak gerçekleştirilememiştir. PID kontrolcü ile serpantin hareketi gerçeğe yakın elde edilmiştir. Aynı zamanda kontrolcülerin sistem üzerindeki etkisi gösterilmiştir.

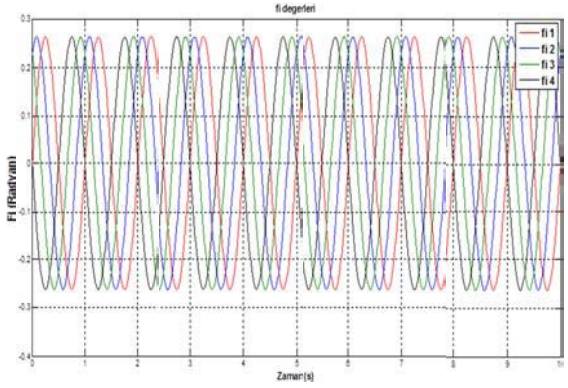
**5. Sayısal Benzetim ve Modelleme**

Bu bölümde yılansı robotun serpantin hareketi simülasyonları gösterilmiştir. Sistemin nominal değerleri ayarlanmıştır.Serpanodial hareketi oluşturmak için, bağıl hareket için istenen yörünge aşağıdaki 17. denklemle hesaplanmıştır[14].

$$\phi_i = \alpha \sin(\omega \cdot t + (i-1)\beta) + \gamma \quad i = 1,2,3 \quad (17)$$

Referans değerleri aşağıdaki sisteme uygulanmıştır.

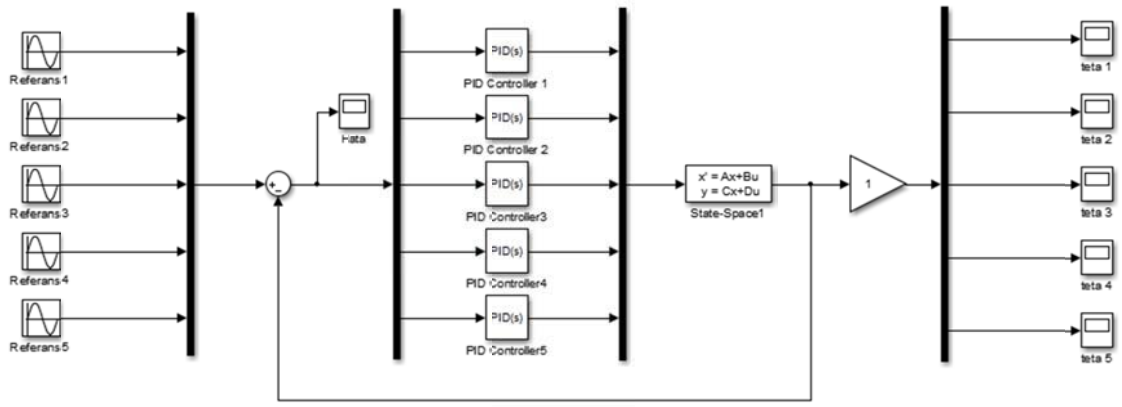
$\alpha=\pi/12$, $\beta=\pi/3$, $\gamma=0$ and $\omega=2\pi$ rad/s.



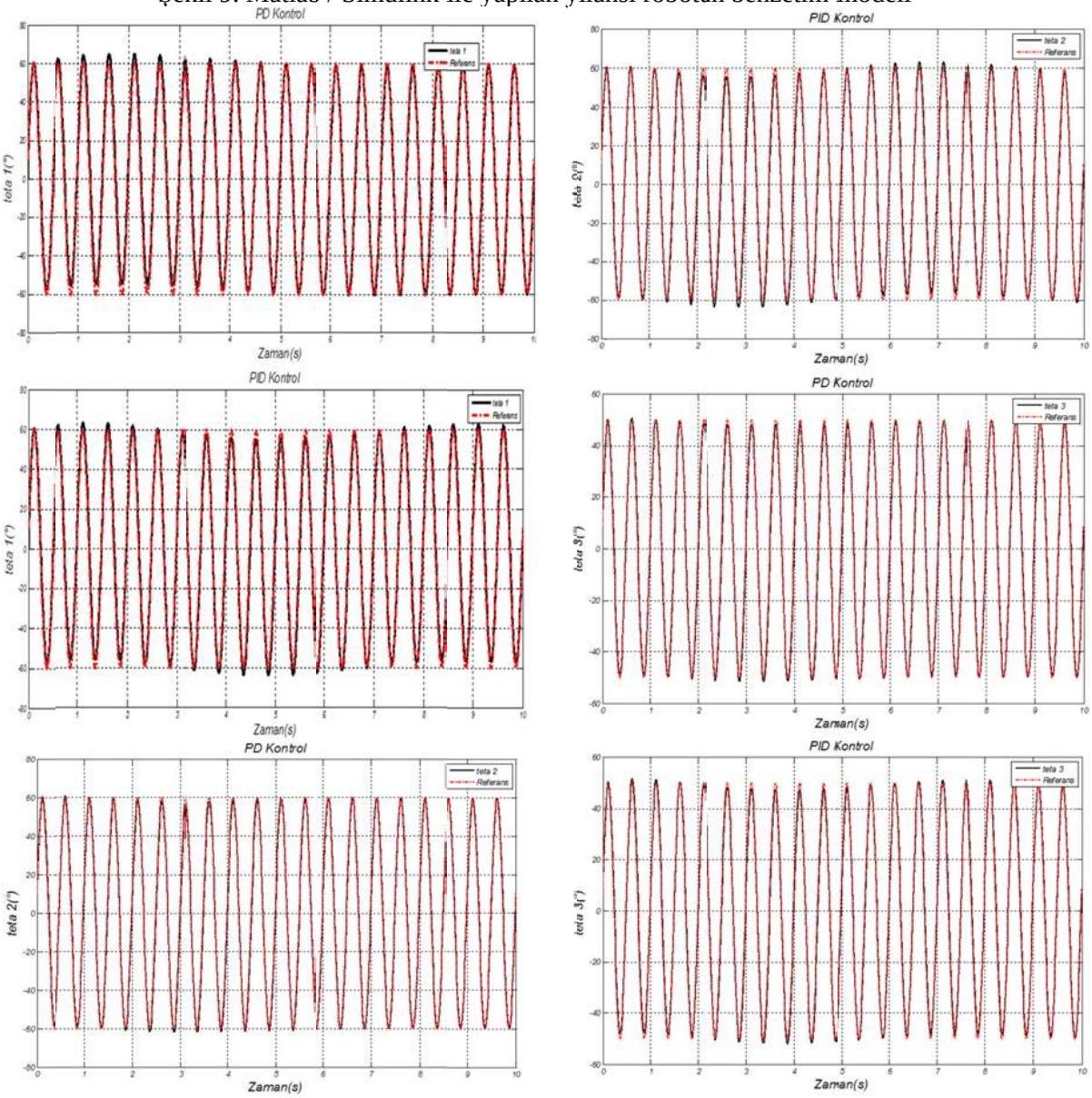

Şekil 8. Yılansı robotun modül açıları

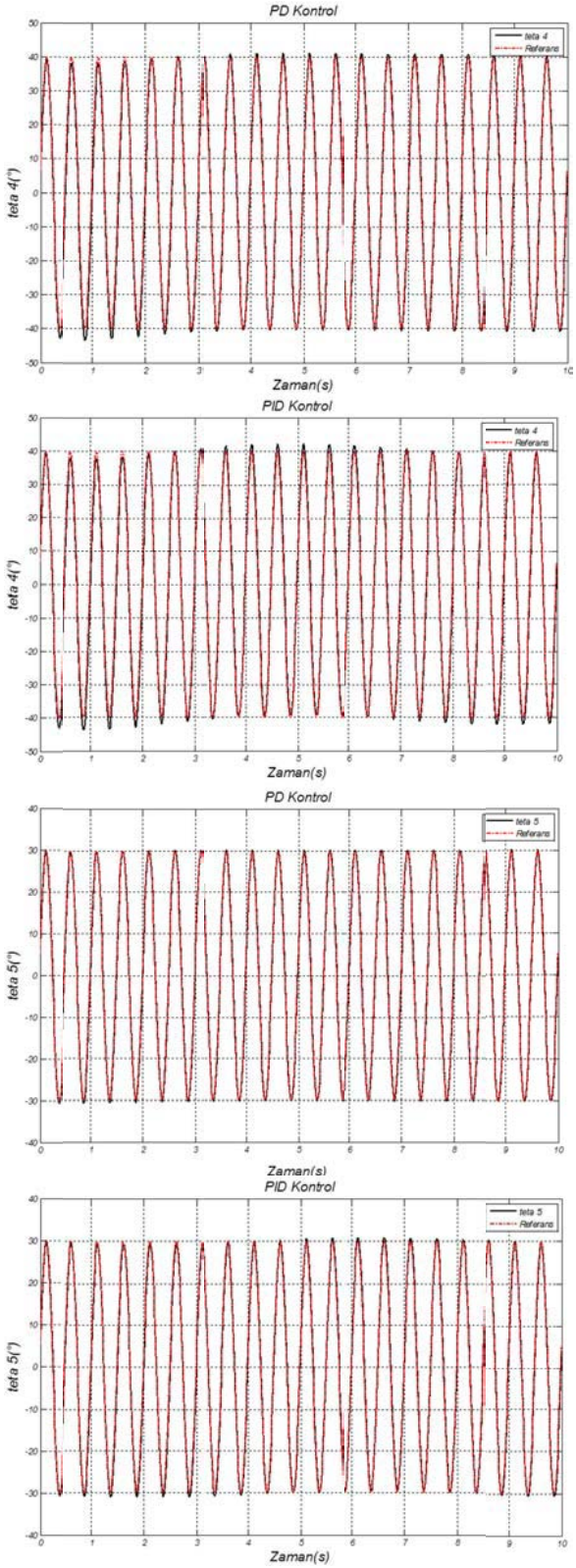
**6.Sistemin Matlab-Simulink İle Benzetimi**

Yılansı robotun denetimleri hem PD hem de PID (Orantısal-Integral-Türev) ile gerçekleştirilmiş olup ve aynı zamanda MATLAB/SİMULİNK' de yapılan benzetim modeli Şekil 9' da verilmiştir. PD' de arzu edilen eğri, gerek sürekli rejim hatasının olması gerek sistemin istenilen referans değerine kararlı yapıya kısa bir süre içinde ulaşmaması, sisteme başarılı bir denetim uygulanmadığı Şekil 10' da görülmektedir. PID denetimde ise hem sürekli rejim hatasının azaltıldığı hem kararlı yapıya ulaştığı Şekil 10' da görülmektedir. Benzetimde hem PD hem de PID denetimi yapılarak, PID' nin, PD denetimine göre çok daha iyi sonuçlar verdiği grafiklerle görülmüştür.




Şekil 9. Matlab / Simulink ile yapılan yılansı robotun benzetim modeli






Şekil.10 Yılansı robotun sayısal benzetim sonuçları

## 6. SONUÇ

Yılansı robotun S.W. paket programı kullanarak kolayca ve hızlı bir şekilde tasarımı gerçekleştirilmiştir. Serpanodial hareketin modellenmesinde oldukça başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Bu çalışmada yılansı bir robotun serpanodial hareketi için dinamik modeli gerçekleştirilmiştir. Sistemin denetiminin sayısal benzetimi Matlab/Simulink' de hem PD tipi hem de PID denetim gerçekleştirilerek beklenilen denetimin yapılmasına çalışılmış ve sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

Bu çalışmada yılansı robotun beklenilen grafikleri elde edilmiş ve yılansı robotlardaki serpanodial hareketi gerçekleştirilmiştir. Yılansı robota farklı kontrol metotlarının uygulanması hedeflenebilir ve robotun hareketlerine uygun hareket paterni gerçekleştirilebilir. Sonuç olarak bu çalışmada ki hedefimiz, doğadaki yılanların hareketlerini gerçek zamanda yapabilecek bir yılansı robot tasarlamak ve imalatını gerçekleştirmektir.

## 5. KAYNAKLAR

1 S. Soyguder ,H.Alli Design and prototype of a six-legged walking insect robot Industrial Robot: An International Journal Volume 34 · Number 5 · 2007 · 412–422

2 S. Soyguder ,H.Alli Motion mechanism concept and morphology of a single actuator tetrapod walking spider robot: the ROBOTURK SA-2 Robot Industrial Robot: An International Journal Volume 38 · Number 4 · 2011 · 361–371

3 S. Soyguder ,H.Alli Kinematic and dynamic analysis of a hexapod walking–running–bounding gaits robot and control actions Department of Mechanical Engineering, Fırat University, Elazig 23279, 10 October 2011

4 S. Soyguder ,H.Alli Computer simulation and dynamic modeling of a quadrupedal pronking gait robot with SLIP model Department of Mechanical Engineering, Fırat University, Elazig 23279, Turkey 11 November 2011

5 S. Hirose, Biologically Inspired Robots: Snake-Like Locomotors and Manipulators. Oxford: Oxford University Press, 1993.

6 M. Mori, S. Hirose, ''Three-dimensional serpentine motion and lateral rolling by

active cord mechanism ACM-R3,'' in Proc. 2002 IEEE/RSJ Int. Conf. Intelligent Robots and Systems, 2002, pp. 829–834.

7 P. Liljebäck,Modelling,Development and Control of Snake robots Doctoral thesis at NTNU, 2011:70

8 Y. Umetani," Mechanism and control of Serpentine movement,"International Biomechanism Symposium, 2004, pp 253-260.

9 K. Dowling, "Limbless locomotion: learning to crawl," International Conference on Robotics and Automation, 1999.

10 J. Rick, J. Radford and G .Chirickjian ," A side Winding locomotion gait for hyper redundant robot," International Journal of Advanced Robotics,1995.

11 H. Date, Y. Hoshi, and M. Sampei, "Locomotion control of a snake-like robot based on dynamic manipulability," in *Proceedings of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2000)*, vol. 3, 2000, pp. 2236–2241.

12 H. Date, Y. Hoshi, M. Sampei, and S. Nakaura, "Locomotion control of a snake robot with constraint force attenuation," in *Proceedings of the American Control Conference*, vol. 1, 2001, pp. 113–118.

13 E.Kurtulmuş Locomotion and Control of a modular snake like robot 2010.

14 M.H.Jaryani, G.Vossoughi Modeling and Sliding Mode Control of a Snake-Like Robot with Holonomic Constraints Center of Excellence in Design, Robotics and Automation Department of Mechanical Engineering Sharif University of Technology Tehran, Tehran, Iran.

# ESNEK UZUVLU MANİPÜLATÖRLERİN POZİSYON KONTROLÜNDE PI TİPİ BULANIK MANTIK KONTROLÖR KULLANILMASI

Ünal HAYTA*, Sadettin KAPUCU*, Engin YEŞİL**

*Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü 27310, GAZİANTEP
**İstanbul Teknik Üniversitesi, Elektrik-Elektronik Fakültesi, Kontrol Mühendisliği Bölümü 34390,İSTANBUL

hayta@gantep.edu.tr, kapucu@gantep.edu.tr, yesileng@itu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada PI tipi bulanık mantık kullanılarak esnek uzuvlu manipülatörlerin kapalı çevrim pozisyon kontrolü çalışılmıştır. Esnek manipülatör modeli için ise Euler-Bernoulli kiriş teorisi kullanılmıştır. Çalışmanın amacı geleneksel PI kontrolöründe olduğu gibi oransal ve entegral katsayılarını ayarlayarak istenilen hareket profilini elde edilmesidir. Bulanık mantık kurallarının değer aralıkları normalleştirilerek kullanılmıştır. Önerilen yöntem esnek manipülatör modeline uygulanarak benzetim sonuçları LQR kontrolörünün sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Bulanık mantık kontrolcü, Ensek manipülatör

## PI TYPE FUZZY CONTROLLER FOR POSITION CONTROL OF FLEXIBLE MANIPULATORS

## ABSTRACT

In this study, close loop position control of single link flexible manipulator is studied. For modeling of the flexible manipulator Euler-Bernoulli beam theory is used. The close loop control of the link is achieved by PI type fuzzy logic controller. The purpose of the study is tuning the coefficients of the PI type fuzzy controller like in conventional PI controller. The universes of discourse of the fuzzy rules are normalized. Proposed method is applied to the flexible link manipulator and simulation results are compared with LQR controller's simulation results.

**Keywords:** Fuzzy logic controller, Flexible manipulator

## 1. GİRİŞ

Düşük kütle, yüksek operasyon hızı, düşük enerji tüketimi, yüksek yük taşıma kapasitesi, geniş operasyon aralığı gibi birçok avantajı sayesinde başta uzay teknolojileri olmak üzere robotik faaliyetlerin yoğun olduğu sektörlerde esnek uzuvlu manipülatörler önemli roller oynamaktadır. Ancak dinamik yapısının doğrusal olmaması ve esnek bir yapıya sahip olması manipülatörün kontrolünü zorlaştıran en önemli faktörlerdendir.

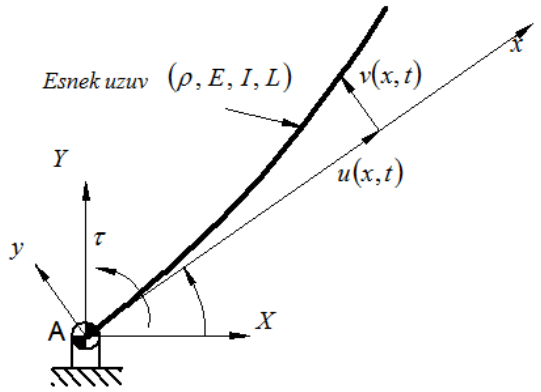
Esnek uzuvlu manipülatörün kontrolü için birçok yöntem uygulanmıştır. Girdi–çıktı doğrusallaştırması, PD kontrolü, uyarlamalı kontrol, yapay sinir ağları ile kontrol, kayan kipli kontrol, tekil perturbasyon kontrol bunların başlıca örnekleridir[1]. Ancak tüm bu yöntemlerde sistem dinamiği ve doğrusallıktan sapmalar önceden bilinmelidir. Bu kontrol yöntemlerin dışında bulanık mantık ile kontrol ise önceki tecrübelerimizden sistematik bir şekilde kontrolcü tasarlama olanağı sağlamaktadır. Sreenatha ve Pradhan [2], doğru akım servo motor ile sürülen esnek uzuvlu manipülatörün bulanık mantık ile pozisyon kontrolünü sağlamıştır. Subudhi ve Morris [3], düzenlenmemiş PD tipi bulanık mantık ve uyarlamalı bulanık mantık kontrolörü kullanmıştır. Renno [4], genelleştirilmiş ters dinamik tabanlı bulanık mantık kontrolörünü pozisyon kontrolünde kullanmıştır. Hasan, Ibrahimy ve Reaz [5],

bulanık mantık kontrolörünü esnek uzuvlu manipülatörün titreşim ve pozisyon kontrolünde kullanmış, sonuçlarını LQR kontrolörünün sonuçları ile karşılaştırmıştır.

Tüm bu çalışmalara ilave olarak bu çalışmamızda normalleştirilmiş iki adet PI tipi bulanık mantık kontrolörü kullanılarak esnek uzuvlu manipülatörün titreşim ve pozisyon denetimi amaçlanmış çıkan sonuçlar LQR kontrolörünün verdiği sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

## 2. ESNEK MANİPÜLATÖR MODELİ

Esnek uzuvlu manipülatörlerin modellenmesi için çeşitli teknikler geliştirilmiştir[6-11]. Şekil 1 de dönen bir motorun miline sıkıca bağlanmış olan tek uzuvlu esnek manipülatör modeli gösterilmektedir.




Şekil 1

Dinamik modelleme için Euler-Bernoulli kiriş modeli kullanılmıştır. Kiriş boyunca alan eylemsizlik momenti ve kirişin yoğunluğu değişmemektedir. Buna göre esnek uzuvlu manipülatörün hareket denklemi [12-16]:

$$EI\frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4}+m\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2}=-mx\ddot{\theta}(t) \qquad (1)$$

Eşitlik (1) de gösterilen kısmı diferansiyel denkleminde (PDE) E elastiklik modülünü, $I$ alan atalet momentini, $m$ birim uzunluktaki kütleyi, $\theta(t)$ açısal yer değiştirmeyi, $v(x,t)$ elastik sapmayı, $-mx\ddot{\theta}(t)$ birim uzunluktaki eylemsizlik kuvvetini ve $y(x,t)$ dönme ekseninden x kadar uzaklıktaki toplam sapmayı vermektedir(bkz. eşitlik 2).

$$y(x,t)=x\theta(t)+v(x,t) \qquad (2)$$

Eşitlik (1) in modal analiz ile çözümü için eşitlik (3) deki modların toplanması metodu kullanılmıştır.

$$y(x,t)=\sum_{j=1}^{n}\phi_j(x)q_j(t) \qquad (3)$$

Eşitlik (3)'de n normal mod sayısını, $q_j(t)$ , $j$ 'inci genelleştirilmiş koordinatları ve $\phi_j(x)$ ise $j$ 'inci mod şeklini verir. Denklem (1) deki hareket denkleminden genelleştirilmiş koordinatlar ve diklik konseptini kullanarak denklem (4) elde edilmiştir.

$$\ddot{q}_j+2\zeta w_j\dot{q}_j+\omega_j^2 q_j=\Lambda\ddot{\theta}(t) \qquad (4)$$

Bu denklemde $\omega_j$ , $j$ 'inci doğal frekansı simgeler ki açık yazıldığı takdirde $\omega_j=(\beta_j L)^2\sqrt{EI/mL^4}$ . Bu denklemdeki $\beta_j L$ öz değerleri, $\zeta$ sönümleme katsayısını ve denklem (5)'de detayı verilen $\Lambda$ ise modun genelleştirilmiş kütleye etkisini verir[14].

$$\Lambda=-\frac{m\int_0^L x\phi_j(x)dx}{\int_0^L(\phi_j(x))^2 m(x)dx} \qquad (5)$$

En yüksek titreşimin genliği uzvun birinci modundaki genliktir[13-15]. Diğer modların titreşim genliklerine katkıları göz ardı edilecek kadar azdır. Bu yüzden çalışmada sadece birinci mod genliği kullanılacaktır.

Kullanılacak DC servo motorun hareket denklemleri ise:

$$L\frac{di}{dt}+Ri+K_e\dot{\theta}=v(t) \qquad (6)$$

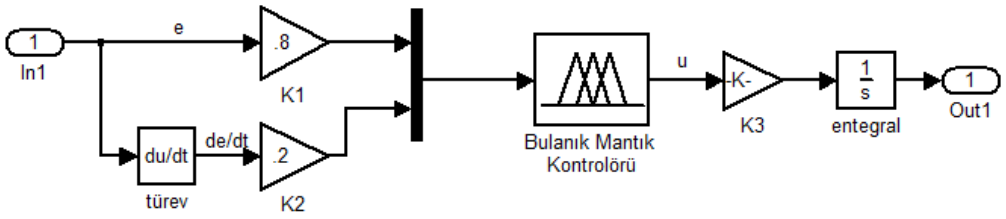
$$J\ddot{\theta}+B\dot{\theta}=K_t i \qquad (7)$$

Eşitlik (6) ve (7) deki J motorun kütle atalet momenti, B sönümleme oranını, $K=K_e=K_t$ elektromotor kuvvet sabitini, R direnci, L indüktansı, V girdi voltajını, $\theta$ ise motor milinin açısını vermektedir.

## 3. BULANIK MANTIK KONTROLÖRÜNÜN TASARLANMASI

Bu çalışmada iki adet bulanık mantık kontrolörü kullanılmıştır. Bunlardan biri motor milini istediğimiz referans sinyalini takip etmek için diğeri ise uzvun uç noktasındaki titreşimi sıfır yapacak olan kontrolörlerdir. Her iki kontrolöre de girdi sinyali olarak hata ve hatanın türevini birer ölçekleme çarpanı ile çarpılmış hali verilmektedir. Şekil 1 de görüldüğü gibi çıkış sinyali yine bir ölçekleme sinyali ile çarpılıp entegrali alınarak sisteme gönderilir. Sonuçta PI tipi bulanık mantık kontrolörü elde edilmiş olur[17].

Şekil 1 de görülen K1, K2 ve K3 ölçekleme faktörlerini değiştirerek PI kontrolörünün performansı iyileştirilebilinir. Ancak bu katsayıların belirlenmesine dair analitik bir yöntem mevcut değildir [17].



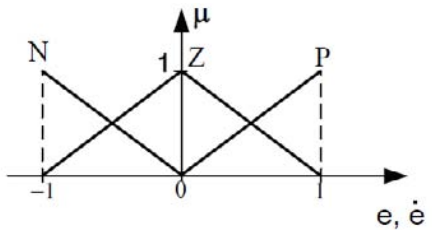

Şekil 1

Bulanık mantık kontrolöründe dokuz kurallı tekli yapıda bir bulanık kural tabanı seçilmiştir.

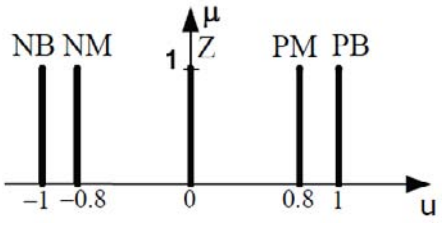
Tablo1. Bulanık mantık kural tabanı

| | | Hata (e) | | |
|---|---|---|---|---|
| | | N | Z | P |
| **Hatanın Türevi** ($\dot{e}$) | N | -1 | -0.8 | 0 |
| | Z | -0.8 | 0 | 0.8 |
| | P | 0 | 0.8 | 1 |

Bulanık PI kontrolörünün giriş sinyali için üçgen üyelik fonksiyonu kullanılmış ve tanım uzayı (-1,1) aralığında tanımlanmıştır.




(a)




(b)

Şekil 2: Bulanık mantık üyelik fonksiyonları (a) girdi sinyali için, (b) çıkış sinyali için

## 4. BENZETİMLER

Tek uzuvlu esnek manipülatörün bulanık mantık kontrolörü ile pozisyon ve titreşim kontrolü için SIMULINK programı kullanılmıştır. Tek uzuvlu esnek manipülatör ve uzvun bağlı olduğu DC servo motorun hareket denklerini bir birine eklenip durum uzayları matrisi elde edilmiştir.

$$\dot{x} = Ax + Bu$$
$$y = Cx + Du \qquad (8)$$

Eşitlik 8 de gösterilen durum uzayları denklemindeki katsayılar aşağıdaki gibidir.

$$A = \begin{bmatrix} -R/J & 0 & -K/J & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ K/J & 0 & -B/J & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -0.12K/J & 0 & -0.12B/J & -441 & -0.84 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 1/L \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \qquad (9)$$

Eşitlik (9) da verilen katsayılar Simulink ortamında blok haline getirilmiştir. Bu bloğun iki çıktısı vardır. Birincisi motor milinin açısı, ikincisi ise uzvun uç noktasının titreşimidir. Kontrol için oluşturulacak blok diyagramında

sistemin iki çıktısı referans değerlerinden farkı alınarak iki farklı hata oluşturulmakta ve bu iki hata bulanık mantık kontrolörüne girmektedir. Bulanık mantık kontrolöründen çıkan kontrol sinyalleri toplanarak sisteme voltaj girdisi olarak verilmektedir (Şekil 3).Benzetim için kullanılan değerler ise tablo 2 de verilmiştir.

Tablo 2: Benzetimde kullanılacak değerler

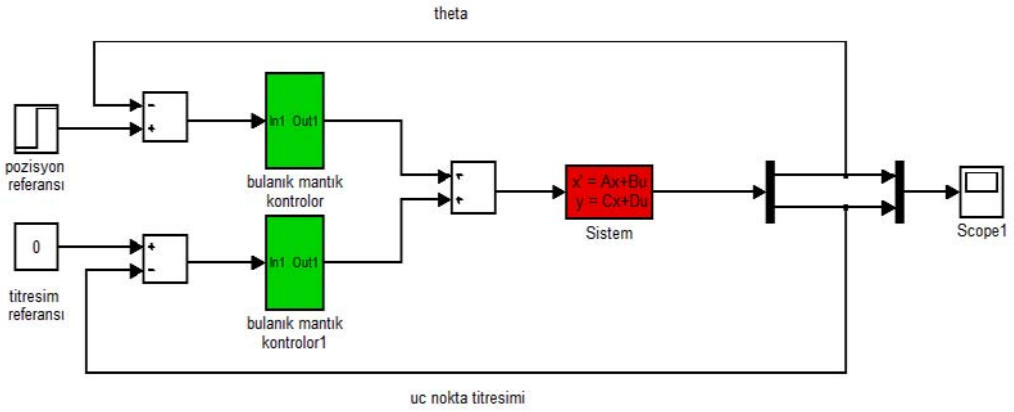
| | Sembol | Değer |
|---|---|---|
| **Manipülatör uzunluğu** | *L(m)* | 0.7 |
| **Kesit alanı genişliği** | *w(m)* | 0.002 |
| **Kesit alanı yüksekliği** | *h(m)* | 0.0255 |
| **Elastisite katsayısı** | *E(Gpa)* | 71 |
| **Birim uzunluktaki kütle** | *m(kg/m)* | 0.1382 |
| **Birinci mod frekansı** | *ω1(rad/s)* | 21 |
| **Motorun kütle atalet momenti** | *J(kgm^2)* | 3.2284e-6 |
| **Sönümleme oranı** | *B(Nms)* | 3.5077e-6 |
| **Elektromotor kuvvet sabiti** | *K(Nm/Amp)* | 0.0274 |
| **Direnç** | *R(ohm)* | 4 |
| **İndüktans** | *L(H)* | 2.75e-6 |

Şekil 3 de görüldüğü gibi sisteme girdi olarak pozisyon bir radyan ve titreşim değeri için ise sıfır verilmiştir.

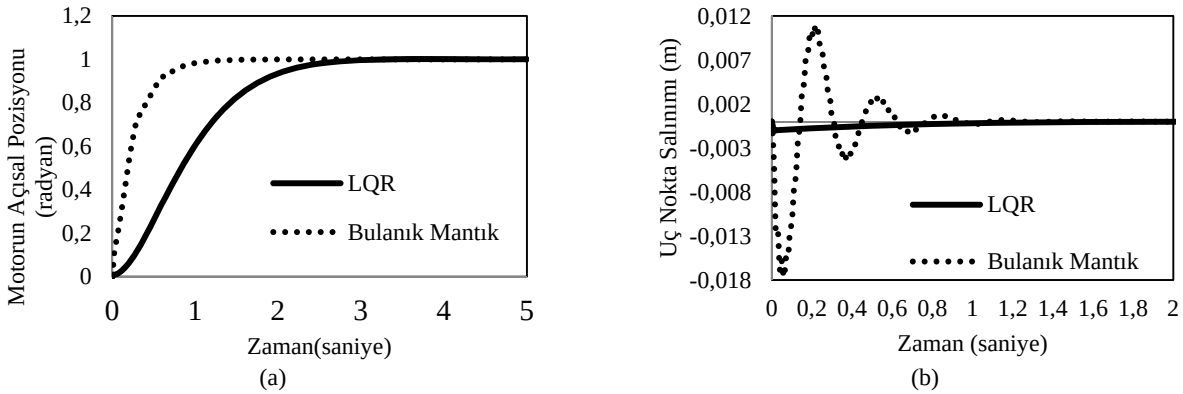
Önerilen kontrolörün geleneksel yöntemlere göre daha iyi cevap verdiğini göstermek için aynı sistem LQR kontrolörü ile kontrol edilmiştir. LQR kontrolörü ile benzetim için Matlab m-file oluşturulmuştur. Burada kullanılan Q ve R matrisleri aşağıdaki gibidir.

$$Q = C'C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \qquad R = [1]$$

Kontrolörlerin tasarlanması için ana kıstas ise açısal pozisyon referans değerini aşmamasıdır. Bu kıstasa göre bulanık mantıkta K1, K2, K3 katsayıları ve LQR kontrolöründe ise Q matrisinin düzenlenmesi sonucu aşağıdaki grafikler elde edilmiştir.

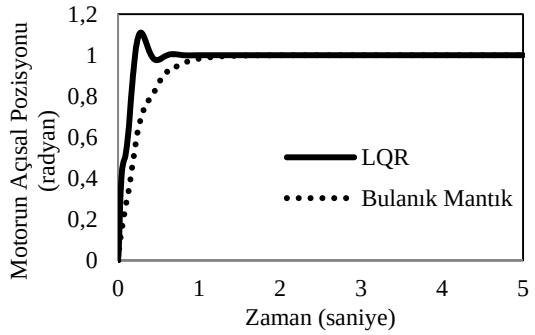



Şekil 3

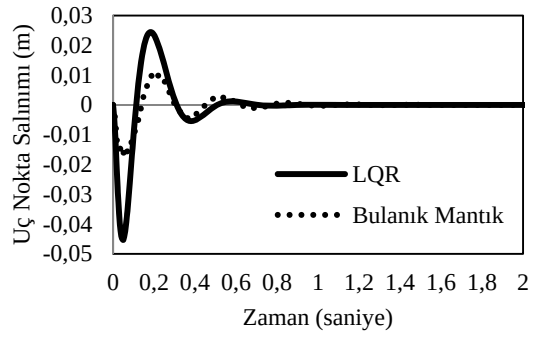



Şekil 4: Açısal Pozisyon referans değerini aşmadığı durumdaki (a) açısal pozisyon, (b) uç nokta salınımı

Daha hızlı bir LQR kontrolörü kullanıldığında bulanık mantık kontrolörüne göre daha hızlı cevap vermektedir ancak uç nokta salınımı daha fazla olmaktadır.




(a)




(b)

Şekil 5: Daha hızlı bir LQR kullanıldığındaki (a) açısal pozisyon (b) uç nokta saılınımı

## 5. SONUÇLAR

Girişte bahsedildiği gibi kontrol etmek istenilen sistemin dinamik modeli olmadığı durumlarda bulanık mantık kontrolörü kişisel deneyimler ile kontrolör tasarlamamıza olanak sağlamaktadır. Bulanık mantık kurallarının tanım uzayının (-1,1) aralığında verilmesi ise bulanık mantık kontrolörünün kullanımını büyük ölçüde kolaylaştırmaktadır. Benzetim çalışmalarında da görüldüğü gibi bulanık mantık kontrolörü LQR kontrolörüne göre daha hızlı cevap vermektedir. Ancak uç nokta salınımı LQR'a göre daha büyüktür. İlerleyen çalışmalarda K1, K2 ve K3 katsayılarının optimum değerleri bulunmaya çalışılarak en hızlı ve en az salınım yapacak şekilde pozisyon değişimi yapılmaya çalışılacaktır.

## 6. KAYNAKLAR

1. Benosman M., Vey G.L., "Control of flexible manipulators: A survey" Robotica, vol.22, s.533-545, 2004

2. Sreenatha A. G., Pradhan M., "Fuzzy logic controller for position control of flexible structures", Acta Astrounautica Vol.50, No.11, s.665-671, 2002

3. Subudhi B., Morris A. S., "Fuzzy and neuro-fuzzy approaches to control a flexible single-link manipulator", Proc. Instn Mech. Engrs Vol.217, part I: J, Systems and Control Engineering

4. Renno J. M., "Inverse dynamics based tuning of a fuzzy logic controller for a single-link flexible manipulator", Journal of Vibration and control 13:1741, 2007

5. Hasan M. A., Ibrahimy M. I., Reaz M. B. I., "A single link flexible manipulator control using fuzzy logic", International Journal of Electronics, Electrical and Communication Engineering, s.13-21, 2009

6. Hastings G., Book W., "A linear dynamic model for flexible robotic manipulators," Control Systems Magazine, IEEE, vol.7, no.1, s.61-64, 1987

7. Book W.J., "Modeling, design, and control of flexible manipulator arms: a tutorial review" Decision and Control, Proceedings of the 29th IEEE Conference, s.500-506 vol.2, 1990

8. Martins J. M., Mohamed Z., Tokhi M. O., Sa da Costa J., Botto M. A., "Approaches for dynamic modeling of flexible manipulator systems," Control Theory and Applications, IEEE Proceedings, vol.150, no.4, s. 401- 411, 2003

9. Tokhi M. O., Mohamed Z., Azad, A. K. M., "Finite difference and finite element approaches to dynamic modeling of a flexible manipulator", Proceedings of IMechE-I: Journal of Systems and Control Engineering, Vol.211, s. 145-156. 1997

10. Meirovitch L., Elements of Vibration Analysis, McGraw Hill (1986)

11. Bellezza F., Lanari L., Ulivi G., "Exact modeling of the flexible slewing link", IEEE

International Conference on Robotics and Automation, s.734-739 vol.1, 1990

12. Alnefaie K., Diken H., Alghamdi A., "Residual Vibration of a Rotating Flexible Beam Subject to Prescribed Motion" JKAU: Eng. Sci., Vol. 20 No. 2, s: 97-107, 2009

13. Shin K., Brennan M. J.,"Two simple methods to suppress the residual vibrations of a translating or rotating flexible cantilever beam", Journal of Sound and Vibration, Vol.312, 2008

14. Ankarali A., Diken H., "Vibration control of an elastic manipulator link", Journal of Sound and Vibration, Vol.204, s.162-170, 1997

15. Diken H., "Vibration control of a rotating euler–bernoulli beam", Journal of Sound and Vibration, Vol.232, s.541-551, 2000

16.Shan J., Liu H., Sun D., "Modified input shaping for a rotating single-link flexible manipulator", Journal of Sound and Vibration, Vol.285, s.187-207, 2005,

17. Yeşil E., Öztürk C., Coşardemir B., Kumbasar T., "Bulanık PID kontrolörlerin eğitiminde durum tabanlı çıkarsama yaklaşımı"

# ÇOKLU ÇATLAKLI ÇERÇEVE YAPILARI VE MİKRO ÇERÇEVE YAPILARININ TİTREŞİM ANALİZİ VE RASTSAL KONUM BELİRLENMESİ

Vedat KARADAĞ*
(*) İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü
34437-Gümüşsuyu, İSTANBUL

karadagv@itu.edu.tr

**ÖZET**

Çalışmada, çoklu çatlaklı çerçeve yapıları, ve mikro çerçeve yapılarının titreşimleri üç boyutlu olarak analiz edilmiştir. Analizde, Sonlu Elemanlar Yöntemi kullanılarak; endüstriyel çerçeve yapıları ve robot kollarının kritik konumlarında olan sınır koşullarında incelenmiştir. Çatlakların çubuğun bir tarafında olması hali göz önüne alınmış ve çeşitli derinlikteki çatlakların eğilme, boyuna uzama ve burulma hareketi modellenmiştir. Bu çalışmada, çatlağın yerinin belirlenmesi konusu; yakın zamanda, güncel olarak kullanılan konumsal kütleler ve titreşim karakteristikleri, titreşim yanıtı yöntemleri , rastsal analiz ile elde edilen sonuçlar, çeşitli frekans türevleri de üçüncü türeve kadar dahil olmak üzere, en yüksek 0.9 a kadar boyutsuz çatlak oranları da kullanılarak, endüstri ve literatürde yer alan örnekler de kullanılarak incelenmiştir. Mikro çerçeve yapıları konusunda da belirtilen benzeri analizler, binde bire kadar değişik boyut küçülmesi halleri için elde edilmiş ve çatlak konusunun endüstrideki önemi mikro çerçeve yapıları için gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Çerçeve yapıları, robot kolları, çoklu çatlak etkileri ve belirlenmesi, mikroyapılarda çatlak, rastsal analiz.

# VIBRATION ANALYSES OF MULTI CRACKED FRAME STRUCTURES AND MICRO FRAME STRUCTURES, AND RANDOM CRACK IDENTIFICATION

**ABSTRACT**

The present work has been carried out by using the finite element method considering three dimensional motion of multi cracked frame structures, and micro frame structures, namely, for inplane, and out of plane bending,longitudinal and torsional frequencies, respectively, as new research aspects in the literature. The cracks were put only on one side of the beam and several types of cracks were modeled by massless rotational and longitudinal springs. The present analytical and experimental results were compared with each other and with the results available in the literature, satisfactorily. Determining crack positions have been discussed for the related cases using point masses and vibration characteristics including ,also, the response characteristics and random analysis. In the present analysis, it has been also, shown that, using undimensional crack ratios of at most 0.9; crack positions can be found satisfactorily by making use of the spatial mass added natural frequencies, frequency derivatives up to three derivatives and vibration characteristics, response characteristics of the cracked frame structures and robot arms, and micro frame structures up to 1/1000 ‘s different dimensions currently used in industry.

**Keywords:** Frame structures, cracked robot arms and multicrack effects and identification of cracks’ positions, micro frame structures, random analysis.

## 1. GİRİŞ

Bir çok mühendislik alanında eski ve yakın zamandaki önemli bir araştırma konusu da, binalarda, otomotivde, modern robotlarda, uzay antenlerinde ve reflektörlerinde ve mikroçerçevelerde kullanılan çatlaklı L ve U

şekilli elastik çerçeve yapıları olmuştur[1], [2]. Üzerinde çok çalışılan bir konu da bu tür çubuk yapılarında titreşim frekansları ve çatlak konumunun birbirlerine etkileri olmuştur [1], [2-3]. Pertürbasyon, transfer matrisi ve sonlu elemanlar yöntemleri bu gibi sistemlerde kullanılan tanınmış yöntemlerdir [4], [5]. Çok kullanılan ve pratik uygulamalarda iyi sonuç veren dönel çatlak yayı modeli olmuştur [4]-[5]. Titreşim biçimleri ve enerji temelli modelleri de uygulamada L ve U şekilli sistemlerin, farklı sayısal sonuçların elde edilmesi nedeniyle, sonlu elemanlar modeli [7], [8], [9] daki gibi kullanılmıştır. Yakın zamanda, nokta kütleli bu tip yapıların analizi ve dalga yaklaşımları yeni çalışmalardır [11],[15]. Mikro yapılar da önem kazanmıştır [11],[15]. Mevcut çalışmada, çatlak; dönel, burulma ve doğrusal uzama yayları ile modellenerek ve üç boyutlu, 12 serbestlik dereceli klasik ince çubuk sonlu elemanları kullanılarak, L ve U şekilli sistemlere ve paralel robot kollarına uygulanmıştır. Ayrıca, çatlak etkileri literatürdeki yeni yönleri ile incelenmiştir[10],[11],[13].[14],[15],[16].

## 2. HAREKET DENKLEMLERİ

Klasik olarak, L ve U şekilli çubuklara ait diferansiyel denklemler iki ve üç elastik kirişin birbirlerine dik olarak birleştirildiği kabulü ile elde edilmiştir. L şekilli halde I ve II nolu çubuklar dik olarak bağlanmış olarak, U şekilli sistemlerde ise I, II, III ve L1,L2, L3 boylarındaki çubuklar dik olarak birleştirilerek ilgili diferansiyel denklemler elde edilecektir (Şekil 1.,Şekil 2.). Sistemde bulunan her çubuk için, aşağıdaki potansiyel ve kinetik enerji denklemleri sırasıyla kullanılmıştır,[8],[9],[14]

$$V= 1/2 \int_0^L EI_{GX}\, v''^2\, dz + 1/2 \int_0^L EI_{Gy}\, u''^2\, dz$$

$$+1/2\int_0^L EA\, w'^2 dz + 1/2\int_0^L GI_T \Phi'^2 dz + 1/2 Kr(w_2-w_1)^2$$

$$+1/2\, K_T\,(\Phi_2-\Phi_1)^2 + 1/2\, K_L\,(w_2-w_1)^2$$

$$+ 1/2 \int_0^L F_C\,(v'^2 + u'^2)\, dz \qquad (1)$$

$$+1/2\, K_r\,(u'_2-u'_1)^2 + 1/2\, K_r\,(v'_2-v'_1)^2$$

burada 1 ve 2,sırasıyla, çatlak öncesi ve sonrası kesitlerdeki serbestliklerdir. $K_r$ ise denklem (4) den sonra açıklanmaktadır.

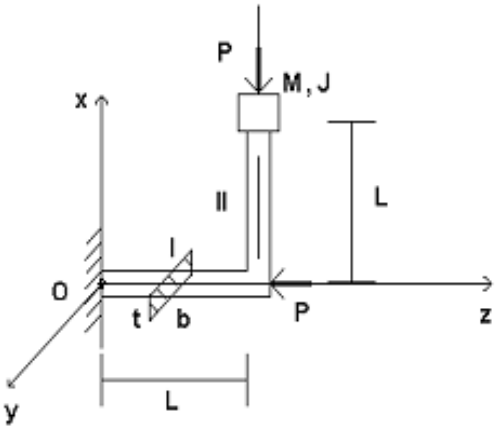
$$T=1/2 \int_0^L \rho A(u^2+v^2+w^2)\, dz + 1/2 \int_0^L \rho I_{TP}\, \Phi^2 dz$$

$$+ 1/2\, M_i\,(u^2+v^2)_i + 1/2\, J_i\,(u'^2+v'^2)_i \qquad (2)$$

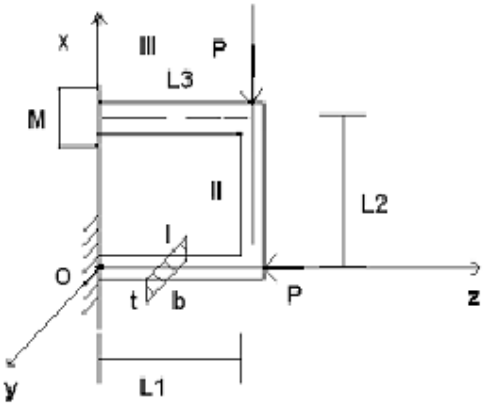
Burada, $F_C$ =P eksenel kuvvet ile ilgili terim olarak tanımlanmıştır.(˙) zamana, (') z'e göre türevdir. Noktasal kütle($M_i$) ve dönel kütleden($J_i$) meydana gelen ek kinetik enerji terimleri i noktalarına karşı gelen i (i=1,2) koordinatları ile, denklem (2) de son terimlerdir. v ve u; x ve y eksenleri yönünde, z ekseni boyunca enine eğilme deformasyonu yer değiştirmeleridir(Şek. 1.,2.) İlgili sınır koşulları; ankastre uçta u(0)=v(0)=0, u'(0)=v'(0)=0 ,serbest uçta, $u_S'(L)=v_S'(L)=0$ dir, L şekilli çubuk dik köşe noktasında ise, düzlem içi hareket için, $w_I=-v_{II}$ , $v_I=w_{II}$, $v'_I=v'_{II}$ ve düzlem dışı hareket için, $\Phi_I=u_{II}$ , $u_I= u_{II}$, $u'_I= \Phi_{II}$ (bak, Şek. 1) dir .U şekilli halde (II)-(III) terimleri (I ) ile (II) nin benzeri şekilde birleştirilir. İnce çubuk sonlu elemanları 12 serbestlik derecelidir. Her bir düğümdeki serbestlik dereceleri, sırasıyla; x ve y eksenleri boyunca eğilme deformasyonu yer değiştirmeleri ve dönmeleri, burulma(Φ) ve boyuna uzama(w) yer değiştirmeleridir. (1) ve (2) denklemlerinde, kayma deformasyonu yer değiştirmeleri ihmal edilir. $I_{GX}$, $I_{Gy}$ çubuk alan momentleri, E elastisite, G kayma modülleri, A kesit alanı, ρ yoğunluk, $I_T$ burulma sabiti, ρ $I_{TP}$ kesit dönme atalet momenti, M noktasal kütle(qi), J $q_i$ koordinatındaki noktasal kütle atalet momentidir. (1) ve (2) denklemleri Şekil 1.,Şekil 2. e göre her bir çubuğa standart sonlu elemanlar yöntemi uygulanarak( [8], [9]), hareket denklemleri matris notasyonu ile standart bir şekilde aşağıdaki gibi elde edilir:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = 0 \qquad (3)$$

Burada, [M], sistem kütle, [K] sistem rijitlik matrisidir. (3) denklemi, standart öz değer problemi olarak çift hassaslıklı matematik kullanılarak çözülür.

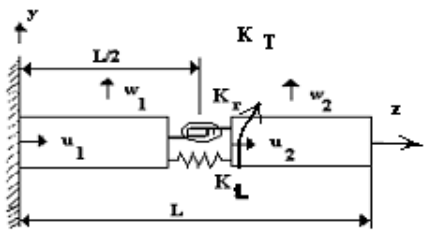



Şekil 1. Koordinat eksenleri(L tipi).




Şekil 2. Koordinat eksenleri(U tipi).

Bir taraflı açık çatlak fiziki modeli Şekil 3 de gösterilmiştir[1]-[3]. Bu modelde; eğilme dönme yayı $K_r$ ile, boyuna uzama yay katsayısı $K_L$ ile ve benzeri şekilde eklenecek çatlak burulma yay katsayısı $K_T$ ile gösterilmiştir. Çatlak için yerel eğilme fonksiyonu [2]- [4] de verildiği şekilde hesaplanabilir.




Şekil 3. Çatlağın fiziki modeli.

Çatlak için yerel eğilme fonksiyonu aşağıdaki gibi hesaplanabilir[1]-[3] (a=çatlak derinliği, h=t),Şekil 3 ,

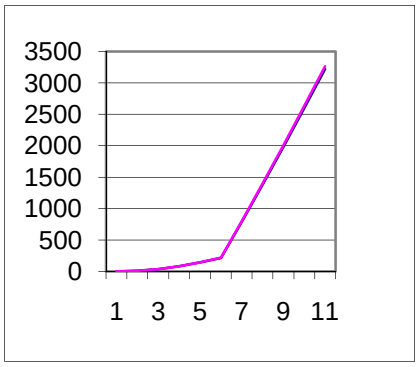
$$D = \frac{5.346h}{EI} I(\frac{a}{h}) \qquad (4)$$

Burada, a= çatlak derinliği, h=t çubuk kalınlığı, I(a/h) =boyutsuz yerel eğilme fonksiyonudur. Verilen çatlak derinliği için burulma rijitliği , $K_1 = K_rL/EI$, çatlak modellenmesinde kullanılan burulma yay katsayısı, $K_r = 1/D$ dir. Boyuna uzama yay katsayısı, $K_L = A_cE/L_c$, burada $A_c$ =çatlak dik kesit alanı, $L_c$ =çatlak boyudur. Çatlak burulma yay katsayısı, $K_T = G\ I_{Tc}\ /L_c$, burada, $I_{Tc}$ çatlak burulma sabiti, G ise kayma modülüdür. Bu çalışmada, çatlakla ilgili yay katsayıları,bilgisayar programında(Şekil1,2,3) de gösterildiği gibi hesaplanarak denklem (1) ve (2) ye göre sistem rijitlik matrisine eklenmektedir. Çatlak, (I) ve (II) nolu çubuğun(Şekil 1., 2.) ortasında bulunmaktadır.

## 3. SAYISAL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

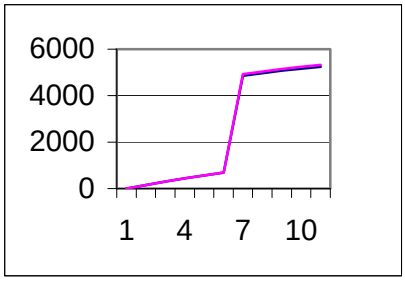
Değerlendirme için önce, L şekilli bazı uygulamalardaki sayısal değerler Tablolarda verilmiştir. Tablolar 1-5 de çatlaklı ve çatlaksız L ve U şekilli çubuklar ve mevcut yöntem sonuçları, düzlem içi ve düzlem dışı halleri için verilmiştir(Şekil 1.,2.,3). Düzlem içi kavramı, Oxz düzlemindeki literatürde kullanılan tipik titreşim düzlemi ve düzlem dışı kavramı ise, Oyz düzlemindeki tipik titreşimleri belirtmek için kullanılmıştır. Tablo 1 da, Şekil 23 de gösterilen M1 boya robotunun en uçta yer alan boyama işlemi kolunun modeli ve uç kütlesi ile oluşturulan L şekilli robot kolları halinde kütleli ve çatlaklı hallere ait sayısal değerler karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Tablo 2 de ise bu örneklerin çatlaklı ve kütleli paralel robot kolları halleri için elde edilen sayısal değerler verilmiştir. Tablo 3 de, ank.-ank. düzlem içi ve kütleli haller için elde edilen değerler gösterilmiştir. Şekil 3 de, boya robotu gösterilmektedir. Şekiller 4. –11. de çatlak tespitinde kullanılan frekans ve titreşim biçimleri verilmektedir. Çatlak yeri %4 hata ile belirlenebilmektedir(Şekil 4., 5.). Çatlak yeri, titreşim biçimi kesit dönmeleri, 1., 2. ve 3. türev diyagramında daha açıktır(Şekiller5., 6., 7.-14.). Ayrıca, Şekiller 15.-22. de frekans,

frekans 1., 2., 3. türevlerinin değişimi de gösterilmektedir.




L1

Şekil 4. Boya robotu titreşim biçimi 1(normalize halde).x$10^5$ ,birim.
a/t=0.9,____:m=10kg,(1-10el.,L1 boyunca,Şekil2).
____:m=0 ,(1-10el., L1 boyunca,Şekil 2).

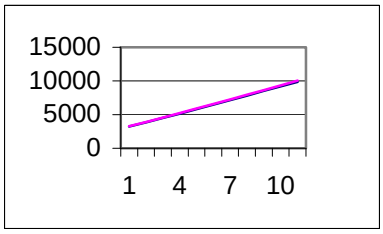



L1

Şekil 5. Boya robotu titreşim biçimi 1.

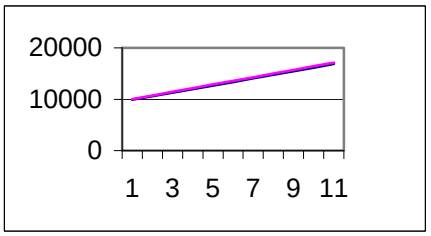
L1 boyunca kesit dönmesi ,Şekil 2. x$10^5$

Çatlak L1 kolunun ortasındadır,Şekil 2.



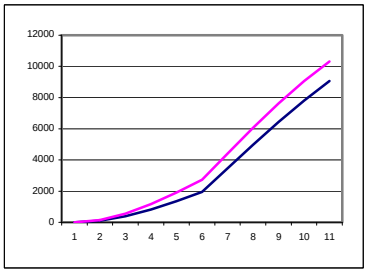

L2

Şekil 6. Boya robotu titreşim biçimi 1(normalize halde). L2 boyunca(10-20el.arası,Şekil 2.). x$10^5$




L3

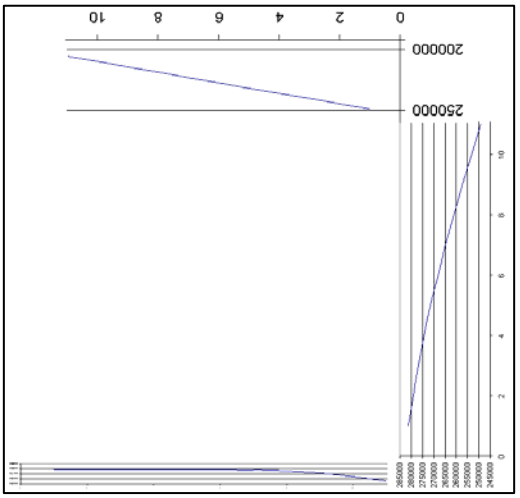
Şekil 7. Boya robotu titreşim biçimi 1(normalize halde).. L3 boyunca(20-30el.arası,Şekil 2.),x$10^6$.




L1

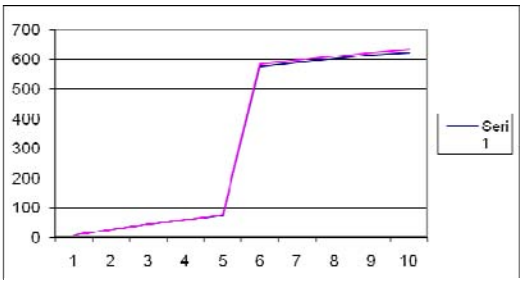
Şekil 8. Boya robotu titreşim biçimi 2(normalize halde).
L1 boyunca(Şekil 2.), x$10^5$ .

L3

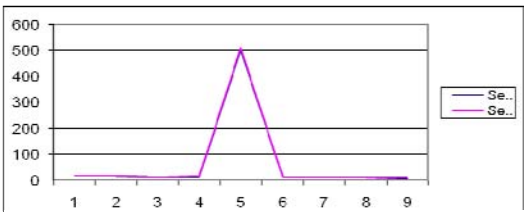



L1

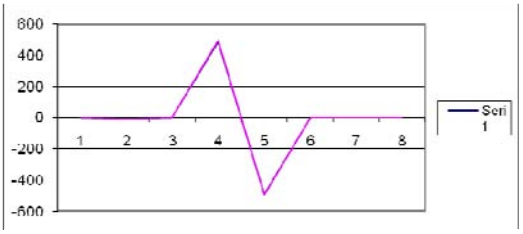
Şekil 9. U şekilli boya robot kolu spatial kütle ekli frekanslar.x$10^5$ HZ. (bak, Tablo 12, 13,14).
L1 de 2.86-2.81 HZ;L2 de 2.79-2.49HZ veL3 de 2.06-2.49 HZ arasındadır(Şekil 2., Şekil 5.).



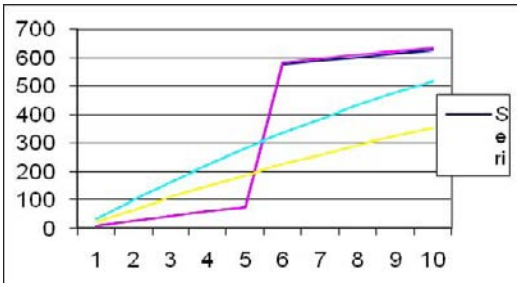

Şekil 10. Titreşim biçimi 1. türevi. L1. Çatlak(0.9),uçta kütleli ve kütlesiz. x$10^4$m/m.



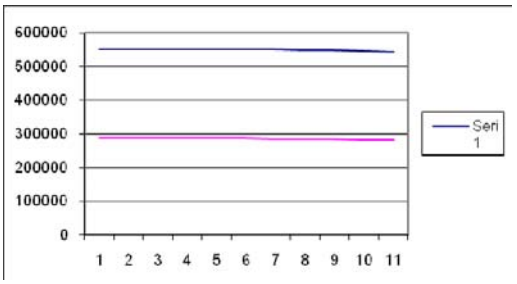

Şekil 11. Titreşim biçimi 2. türevi.L1, x$10^4$m/$m^2$



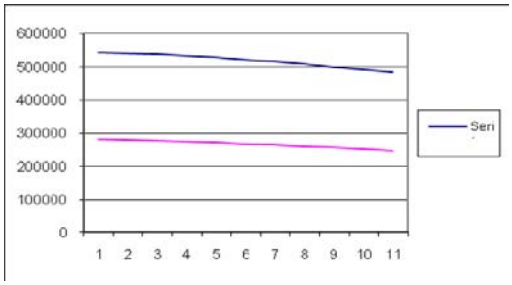

Şekil 12. Titreşim biçimi 3. türevi.L1, x$10^4$ m/$m^3$



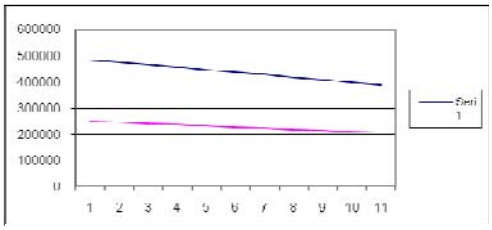

Şekil 13. Titreşim biçimi 1. türevi,çatlaksız hal dahil.Çatlak 0.9 için, x$10^5$ Hertz/m.



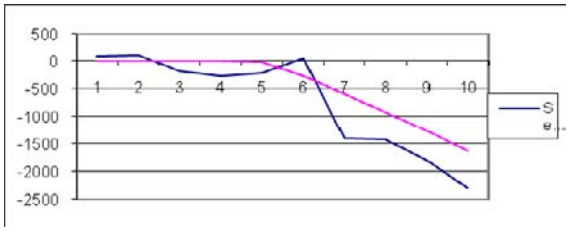

Şekil 14. Frekanslar, nokta kütle, L1,boya rob. Çatlak 0.9 ve çatlaksız haller için, x$10^5$H.



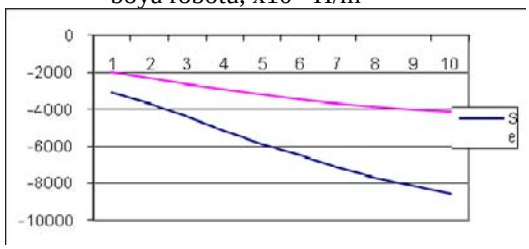

Şekil 15. Frekanslar,nokta kütle, L2, boya robotu, x$10^5$ H.



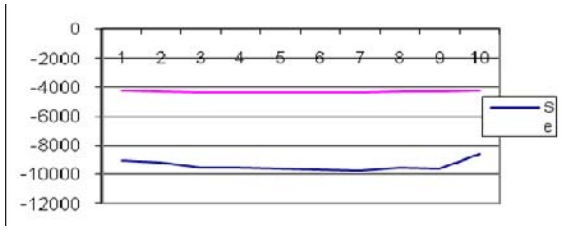

Şekil 16. Frekanslar,nokta kütle, L3, boya robotu, x$10^5$H.



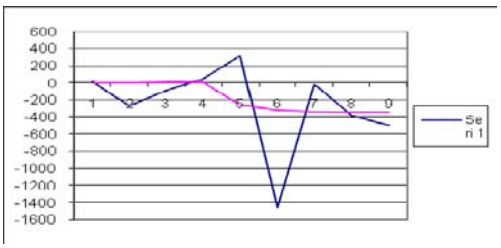

Şekil 17. Frekanslar,nokta kütle, L1,1.türev, boya robotu, x$10^4$ H/m



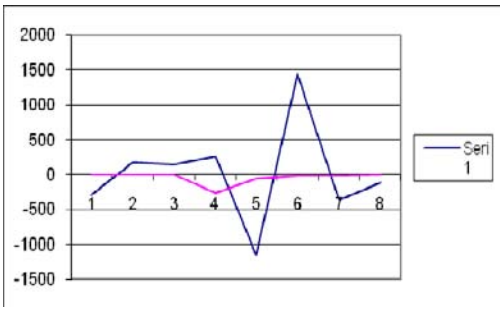

Şekil 18. Frekanslar,nokta kütle, L2, 1.türev, boya robotu, x$10^4$ H/m.




Şekil 19. Frekanslar,nokta kütle, L3, 1.türev boya robotu. Çatlaksız ve çatlaklı(0.9), x$10^4$H/m.

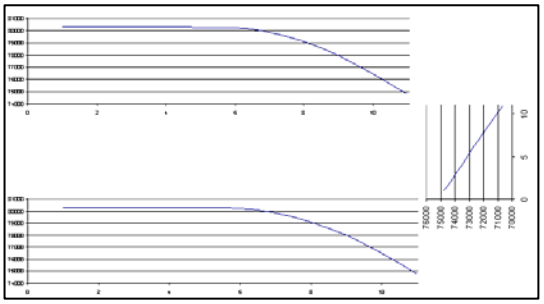



Şekil 20. Frekanslar,nokta kütle, L1, 2.türev, x10$^3$H/m$^2$




Şekil 21. Frekanslar,nokta kütle, L1, 3.türev, x10$^2$. H/m$^3$

L3



L1

Şekil 22. Tamir robot kolu spatial kütleler frekansları,m=2307kg,a/t=0.9 .(H, Sonlu Eleman) L1 de 0.803-0.743 HZ;L2 de 0.743-0.706HZ veL3 de 0.480-0.706 HZ arasındadır(Şekil 2, Şekil 5).Her kola eşit aralıklarla 10 ar adet kütle ayrı ayrı yerleştirilmiştir.

Tablo 6 ve 7 de 1/100 ve 1/1000 oranında küçük olan mikrorobot boyutları hali Tablo 1 deki referans hale göre çatlaklı, kütleli ve küçük eksenel yük için verilmiştir.
Tablolar 4, 5, 6, 7, 8 rastsal analizde kullanılan U tipi uygulamalar için titreşim biçimi , 1. Türevi hali, frekans ve 1. Frekans türevler, hali için verilmiştir.

**Tablo 1. L şekilli robot kolu titreşimleri.**

Ank.-serb. hal. Düzlem dışı hal.

Robot kolunda D dış kol çapı, d kol iç çapı'dır.

S.E.: 10+10 eleman, toplam 20 sonlu eleman

$L_1=L_3$= 1200 [mm] d =63 [mm] ,D =76 [mm]

E = 2,1 x $10^{11}$ [N/m$^2$] ρ = 7850 [kg/m$^3$]

m=10kg,$L_2$=1200 mm,a/t=0.9,F=0, $\omega_{L1}$=boyuna uzama 1.frk.

| Frk. Hz | mevcut m=0.0 a=0.0 | Mevcut m=0.0 a/t=0.9 | mevcut m=10 a=0.0 | mevcut m=10 a/t=0.9 |
|---|---|---|---|---|
| $\omega_1$ | 16.529 | 8.338 | 10.374 | 5.264 |
| $\omega_2$ | 44.975 | 44.749 | 29.979 | 29.876 |
| $\omega_3$ | 221.043 | 169.724 | 173.568 | 148.358 |
| $\omega_4$ | 692.027 | 276.032 | 292.103 | 225.554 |
| $\omega_{L1}$ | 1045.25 | 1045.25 | -- | -- |



Şekil 23. Boya robotu(M1).

**Tablo 2. U şekilli robot kolu titreşimleri.**

Ank.-serb. hal. Düzlem içi hal.

S.E.: 10+10+10 eleman, toplam 30 sonlu eleman

$L_1=L_3=$ 1200 [mm] d =63 [mm] ,D =76 [mm]

$E = 2{,}1 \times 10^{11}$ [N/m$^2$] $\rho = 7850$ [kg/m$^3$]

m=10kg,$L_2$=1200 mm,a/t=0.9,F=0, $\omega_{L1}$=boyuna uzama 1. frk.

| Frk. Hz | Mevcut m=0.0 a=0.0 | Mevcut m=0.0 a/t=0.9 | mevcut m=10 a=0.0 | mevcut m=10 a/t=0.9 |
|---|---|---|---|---|
| $\omega_1$ | 5.511 | 2.858 | 3.888 | 2.058 |
| $\omega_2$ | 34.540 | 33.579 | 27.990 | 26.598 |
| $\omega_3$ | 96.714 | 93.653 | 83.116 | 81.996 |
| $\omega_4$ | 189.522 | 160.286 | 168.597 | 145.533 |
| $\omega_{L1}$ | 359.221 | 359.221 | 289.319 | 289.319 |

**Tablo 3. U şekilli robot kolu titreşimleri.**

Ank.-ank. hal. Düzlem içi hal.

S.E.: 10+10+10 eleman, toplam 30 sonlu eleman

$L_1=L_3=$ 1200 [mm] d =63 [mm] ,D =76 [mm]

$E = 2{,}1 \times 10^{11}$ [N/m$^2$] $\rho = 7850$ [kg/m$^3$]

m=20kg($L_2$ortası),$L_2$=1200 mm(belirtilmezse),a/t=0.9,F=0

| Frk. Hz | Mevcut m=0 a=0.0 | Mevcut m=0 a/t=0.9 | Mevcut $L_2$=2400 m=10 a=0.0 | Mevcut $L_2$=2400 m=10 a/t=0.9 |
|---|---|---|---|---|
| $\omega_1$ | 23.217 | 22.225 | 14.094 | 12.905 |
| $\omega_2$ | 96.675 | 93.532 | 54.380 | 54.321 |
| $\omega_3$ | 313.291 | 256.556 | 90.070 | 88.734 |
| $\omega_4$ | 406.368 | 376.265 | 176.237 | 152.473 |
| $\omega_{L1}$ | 492.805 | 492.032 | 398.297 | 327.320 |

**Tablo 4. Boya robotu titreşim yanıtı rastsal analiz değerleri.**(devam Tablo3),Şekil 9, x10$^5$

| | ortalama | çarpılma | Kurtosis | standart sapma |
|---|---|---|---|---|
| L1,a/t= 0.9 m=10 | 951.4545 | 1.010594 | -0.40136 | 1172.213 |
| m=0 | 963.5455 | 1.02106 | -0.39717 | 1188.587 |
| L1,a/t= 0.9, 1. türev m=10 | 322.3 | -0.0061 | -2.53418 | 294.975 |
| m=0 | 326.8 | -0.00566 | -2.53375 | 299.5299 |
| L1,a/t= 0.0 m=10 | 718.9091 | 0.711188 | -0.74274 | 688.4095 |
| m=0 | 1072.091 | 0.698652 | -0.76636 | 1021.726 |
| L1,a/t= 0.0, 1.türev m=10 | 198.9 | -0.19618 | -1.17106 | 111.4744 |
| m=0 | 298 | -0.2189 | -1.04392 | 159.3626 |

**Tablo 5. Boya robotu titreşim frekans rastsal analiz değerleri.**(devam Tablo2), Şekil 9, x10$^5$

| Frekans rastsal analiz, mi=10 kullanilarak | | | | |
|---|---|---|---|---|
| | ortalama | çarpılma | Kurtosis | standart sapma |
| a/t=0.0 | | | | |
| L1 | 549403.1 | -1.53166 | 1.461986 | 2507.257 |
| L2 | 518335.2 | -0.43411 | -1.057 | 20335.74 |
| L3 | 436487.7 | -0.00884 | -1.24729 | 31530.36 |
| a/t=0.0, 1.türev | | | | |
| L2 | -731.7 | -0.69405 | -1.27197 | 903.3999 |
| L3 | -6023.8 | 0.210274 | -1.31181 | 1912.17 |
| | -9406.3 | 1.456961 | 1.481773 | 373.114 |
| a/t=0.9 | | | | |
| 1. türev | | | | |
| L2 | -469.1 | -1.01021 | -0.39703 | 606.162 |
| L3 | -3207.8 | 0.424347 | 1.481773 | 373.1142 |
| | -4322.4 | 0.625945 | -1.04474 | 60.82068 |
| a/t=0.9, | | | | |
| 1.türev | 264837.4 | -1.70095 | 2.141873 | 1581.393 |
| L2 | 266906.7 | -0.3131 | -1.15599 | 10806.55 |
| L3 | 227417.5 | 0.003206 | -1.22229 | 14396.29 |

**Tablo 6. U şekilli mikrorobot kolu titreşimleri.**

Ank.-serb. hal. Düzlem içi hal.,1/10 hali

S.E.: 10+10+10 eleman, toplam 30 sonlu eleman

$L_1=L_3$= 120 [mm] d =6.3 [mm] ,D =7.6 [mm]

E = 2,1 x $10^{11}$ [N/m$^2$] ρ = 7850 [kg/m$^3$]

m=1kg,$L_2$=120 mm,a/t=0.9,F=0.00001 N, $\omega_{L1}$=boyuna uzama 1. frk.,

| Frk. Hz | Mevcut m=0.0 a=0.0 | Mevcut m=0.0 a/t=0.9 | mevcut m=1 a=0.0 | mevcut m=1 a/t=0.9 |
|---|---|---|---|---|
| $\omega_1$ | 55.105 | 28.582 | 5.6026 | 2.9433 |
| $\omega_2$ | 345.3998 | 335.7945 | 242.2791 | 224.1746 |
| $\omega_3$ | 967.1358 | 936.5285 | 783.8532 | 776.8579 |
| $\omega_4$ | 1895.219 | 1602.862 | 1634.775 | 1417.612 |
| $\omega_{L1}$ | 3592.212 | 3592.212 | 454.8952 | 454.895 |

**Tablo 7. U şekilli mikrorobot kolu titreşimleri.**

Ank.-serb. hal. Düzlem içi hal.,1/100 hali

S.E.: 10+10+10 eleman, toplam 30 sonlu eleman

$L_1=L_3$= 12 [mm] d =0.63 [mm] ,D =0.76 [mm]

E = 2,1 x $10^{11}$ [N/m$^2$] ρ = 7850 [kg/m$^3$]

m=0.1kg,$L_2$=12 mm,a/t=0.9,F=0.0000 N, $\omega_{L1}$=boyuna uzama 1. frk.,

| Frk. Hz | Mevcut m=0.0 a=0.0 | Mevcut m=0.0 a/t=0.9 | mevcut m=0.1 a=0.0 | mevcut m=0.1 a/t=0.9 |
|---|---|---|---|---|
| $\omega_1$ | 551.135 | 285.816 | 5.4248 | 2.9568 |
| $\omega_2$ | 3454.007 | 3357.945 | 2416.926 | 2235.047 |
| $\omega_3$ | 9671.347 | 9365.28 | 7832.306 | 7762.837 |
| $\omega_4$ | 18951.99 | 16028.62 | 16341.40 | 14171.52 |
| $\omega_{L1}$ | 35922.12 | 35922.12 | 457.903 | 457.903 |

**Tablo 8. U şekilli mikrorobot kolu titreşimleri.**

Ank.-serb. hal. Düzlem içi hal., 1/1000, Şekil 23, S.E.: 10+10+10 eleman, toplam 30 sonlu eleman

$L_1=L_3$= 1.200 [mm] d =0.063 [mm] ,D =0.076 [mm]

E = 2,1 x $10^{11}$ [N/$m^2$] ρ = 7850 [kg/$m^3$]

m=0.01kg,$L_2$=1.200 mm,a/t=0.9,F=0.00001,

$\omega_{L1}$=boyuna uzama 1. frk.

| Frk. Hz | Mevcut m=0.0 a=0.0 | Mevcut m=0.0 a/t=0.9 | mevcut m=0.01 a=0.0 | mevcut m=0.01 a/t=0.9 |
|---|---|---|---|---|
| $\omega_1$ | 5500.593 | 2858.043 | 5.4588 | 2.970 |
| $\omega_2$ | 34534.71 | 33579.38 | 24158.85 | 22349.77 |
| $\omega_3$ | 96698.41 | 93652.78 | 78318.9 | 77627.76 |
| $\omega_4$ | 189343.9 | 160286.17 | 163295.2 | 141714.66 |
| $\omega_{L1}$ | 359221.2 | 359221.2 | 457.934 | 457.933 |

## 4. SONUÇLAR

Mühendislik alanında ve endüstride kullanılan L şekilli ve U şekilli çerçeveler ve robot kolları, klasik ince 12 serbestlik dereceli ince çubuk sonlu elemanları ile üç boyutlu olarak incelendi.

Mevcut çalışmada, çatlaklı hallerde çeşitli çatlak derinliklerine göre konunun önemi (maksimum % 50-60 etki olmak üzere, boyutsuz çatlak oranı: 0.8-0.9 için)gösterildi ve çatlak yerinin tespiti konusunda endüstride tasarımda kullanılabilir hassasiyette olmak üzere (mevcut halde % 4 hata ile) yönlemeler yapıldı.

Robot kolları halinde, ank.-ank. halde(maksimum % 18), ank.-serb. haline(% 48.1) göre çatlak etkileri oranı daha düşük olmaktadır.Kütleli hallerde ise, kütle eklenmesi genelde çatlak etkilerini arttırıcı etki yapmaktadır(% 2.2). Buna karşılık noktasal olarak eklenen kütleler yöntemi ve rastsal analiz sonuçları da tasarımda kullanılabilecek, bilhassa ortalama, Kurtosis, değerleri ile önemli veriler sağladığı gösterilmiştir. Mikro L ve U şekilli sistemlerde 1/100 ve 1/1000 hallerinde, bazı özel kütle ve eksenel kuvvet uygulamalarında konunun öneminin arttığı belirlenmiştir.

## KAYNAKLAR


1. Dimarogonas, A.D., "Vibration of cracked structures: A state of the art review", *Engineering Fracture Mechanics*, 55(5), pp. 831-857, , 1996.

2. Dimarogonas, A.D., Chondros, T.G., Yao, J., "A continuous cracked beam vibration theory", *Journal of Sound and Vibration*, 215(1), pp. 17-34, 1998.

3. Dimarogonas, A.D., Paipetis, S.A., "Analytical Methods in Rotor Dynamics", *Applied Science Publishers*, London, 1983.

4. Chondros, T.G., Dimarogonas, A.D., "Identification of cracks in welded joints of complex structures", *Journal of Sound and Vibration*, 69(4), pp. 531-538, 1980.

5. Rizos, P.F., Aspragathos, N., "Identification of crack location and magnitude in a cantilever beam from the vibration modes", *Journal of Sound and Vibration*, 138(3), pp. 381-388, 1990.

6. Masoud, S., Jarrah, M.A., Al-Maamory, A., "Effect of crack depth on the natural frequency of a prestressed fixed-fixed beam", *Journal of Sound and Vibration*, 214(2), pp. 201-212, 1997.

7. Yang, X.F., Swamidas, A.S.J., Seshadri, R., "Crack identification in vibrating beams using the energy method", *Journal of Sound and Vibration*, 244(2), pp. 339-357, 2001.

8. Altay, Kaan,and Karadag V., "Vibration analysis of generally cracked beams with spring and masses and axial load", *Proc. of ESDA2002, 6th BiennialCconf. on Eng. Systems Design and Analysis*, İstanbul, Turkey, July 8-11, pp. 1-6, 2002.

9. Karadag, V., " Vibrations and Dynamic Stability of Thick Flexible New Material L shaped Structures ", *Proceedings of ETCE/OMAE2000 Joint Conf. on Energy for the Millenium*, New Orleans, LA, Feb. 14-17, pp. 1-8, 2000.

10. Zhong S., Oyadiji O.S., “Analytical predictions of natural frequencies of cracked smply supported beams with a stationary roving mass”, J. of sound and vibration, doi:10.1016/j.jsv. 2007.09.009,pp. 1-25, 2007.

11. Zhong S., Oyadiji O.S.,Ding, K.,”Response –only method for damage dtection of beam-like structures using high accuracy frequencies with auxiliary mass spatial probing”, J. of sound and vibration, doi:10.1016/j.jsv.2007.10.004,pp. 1-25, 2007.

12. Yang, J., Chen Y., Xiang Y., Jia, X.L.,“Free and forced vibration of cracked inhomogeneous beams under an axial force and moving load”, J. of sound and vibration, doi:10.101016/j.jsv.2007.10.034, pp. 1-11, 2007.

13.Karadağ,V.,”Paralel robot kollarının titreşim analizinde, çatlak etkilerinin incelenmesi ve belirlenmesi”, Otekon’08, 1-4 Haziran, s. 1-8, Bursa, 2008.

14.Karadağ, V., “Vibrations of crank slider mechanisms with multicracks and micromechanisms’ size effects”, Proc. of Semposium of Mechanisms and Machine science, AzIFTOMM, 5-8 Ekim s. 361-371, İzmir, Turkey, 2010.

15.Karadağ, V.,”Çoklu çatlaklı krank biyel mekanizmaları ve mikromekanizmalarının titreşim analizi ve konum belirlenmesi”, 16. UMTS Sempozyumu, 16-18 Haziran , s. 1-11, Niğde, 2011.

16.Mei, C., “Wave analysis of in-plane vibrations of L-shaped and portal planar frame structures”, J. Of Vibration and Acoustics, Vol. 134, 0211011-1-12, 2012.

# ÜZERİNDE ÇATLAK BULUNAN TABAKALI KOMPOZİT KİRİŞLERİN DİNAMİK ANALİZİ

Yavuz Selim TARİH*, Gürkan ŞAKAR**

* Bingöl Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu, Merkez/ Bingöl
** Atatürk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, 25240, ERZURUM

ystarih@bingol.edu.tr, gsakar@atauni.edu.tr

**ÖZET**

Bu çalışmada üzerinde çatlak bulunan tabakalı kompozit kirişlerin serbest titreşim analizi deneysel ve nümerik olarak yapılmıştır. Farklı yönlenmelere sahip üzerinde çatlak bulunan kompozit kirişlerin ankastre-serbest sınır şartındaki doğal frekansları ve titreşim biçimleri belirlenmiştir. Kiriş üzerindeki çatlak sayısının, çatlağın konumunun ve kompozit kirişin yönlenme açılarının titreşim karakteristiklerine olan etkileri incelenmiştir. Nümerik analizler ANSYS paket programı ile yapılmıştır. Deneysel olarak elde edilen sonuçlarla, nümerik olarak elde edilen sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu gözlenmiştir. Analizlerde çatlak sayısı arttıkça kompozit kirişin doğal frekanslarının azaldığı ayrıca çatlağın konumuna bağlı olarak frekansın değiştiği gözlenmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Tabakalı kompozit, doğal frekans, çatlak, nümerik yöntem.

# DYNAMIC ANALYSIS OF CRACKED LAMINATED COMPOSITE BEAMS

**ABSTRACT**

In this study free vibration analysis of laminated composite beams having crack on it were carried out experimentally and numerically. The natural frequencies and mode shapes of laminated composite beams with different lay ups having crack on it were determined for clamped-free boundary condition. The effects of number of cracks on composite beam and position of crack and fiber orientations of composite beam on the vibration characteristics were examined. The numerical studies were performed with ANSYS package. It was observed that the numerical results and experimental results were consistent with each other. In the analyses it was observed that when the number of crack increased the natural frequencies of laminated composite beam decreased. It was also obtained that depending on the crack position the natural frequencies of composite beam changed.

**Keywords**: Laminated composite, natural frequency, crack, numerical method.

## 1. GİRİŞ

Yapı elemanlarında oluşan kusur ve/veya hasarların, malzemenin ilk halinde verdiği tepkilere kıyasla sapmaya neden olduğu bilinmektedir. Bu, yaklaşık son yirmi yıldır, üzerinde sıkça durulan bir konudur. Ayrıca, bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle de, yapılan deneysel çalışmalara göre maliyetinin daha az olduğu bilinen bilgisayar programlarının hazırlanması yönünden son derece güncel bir araştırma ve çalışma konusudur.

Yapılarda çatlak, paslanma, aşınma ya da darbe sebebiyle kusur ya da hasarlar oluşabilir. Bunlar, malzemenin ilk durumuna kıyasla, rijidliğinde değişime neden olur ki, bu değişim aynı zamanda malzemenin

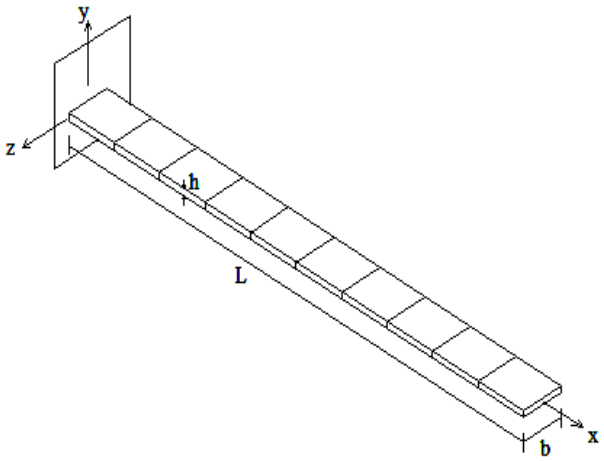
dinamik davranışında etkiler. Malzemenin dinamik karakteristiklerinde meydana gelen bu değişikliklerle, hasarın ya da kusurun büyüklüğünün ve konumunun tespit edilmesi mümkündür [1].

Çatlağın uzunluğu ve adedi arttıkça doğal frekanslar azalmaktadır. Tek ya da çift çatlak içermesi durumlarının her ikisinde de çatlak derinliğinin sıfıra yaklaştıkça, doğal frekanslar birbirine ve çatlak içermeyen duruma yakınsamaktadır. Mod verilerinin analiz edilmesi alanında aktif olarak deneysel ve teorik çalışmalar yapılmaktadır. Kullanılan yaklaşımlar, çoğunlukla, doğal frekanslar ve modlardaki değişimleri temel alır. Bu çalışmalarda, hasardan önceki duruma ait modlar tespit edilir ve adım adım testlerle bu modlardan ne kadar sapma olduğu gözlenir. Bu sapmalar, kusurun büyüklüğü ve konumunun tahmin edilmesinde kullanılır[2]. Rzayev ve Akbarov [3] yapısında tek ya da çift makro çatlak içeren kompozit şerit levhanın doğal titreşimlerini incelemişlerdir. Modellenen problemler, yükleme olmadan ve ankastre mesnet sınır koşulu altında sayısal olarak çözülmüştür; basit mesnet sınır koşulu ele alınmamıştır. Sinha ve arkadaşları [4] titreşim verilerinden yola çıkarak yapıda, konumu ve büyüklüğüyle birlikte çatlağın tespit edilebilmesini ele almışlardır. Çalışmalarında, yapı elemanı olarak Euler–Bernoulli kirişi kullanılmıştır. Malzemede hasar olmadan önce yapılan testler ile farklı konum ve büyüklüklerde çatlaklar oluşturulduktan sonra yapılan testlerin sonucunda elde edilen doğal frekanslar kaydedilmiştir. Verilerdeki sapmalar esas alınarak ilişki verilmiştir. Kısa [5] elyaf takviyeli polyamid grafitten yapılma bir konsol kompozit kirişin dinamik özellikleri üzerine çatlakların etkisini incelemiştir. Sonlu eleman ve bileşen mod sentez yöntemleri bu problemi modellemek için kullanmıştır. Akbarov ve arkadaşları [6] çalışmalarında yapısında çatlak bulunan ön gerilmeli kompozit şerit levhada ilave yüklemeden dolayı çatlak uçlarında oluşan gerilme yığılması faktörünü incelemişlerdir. Lu ve Law [7] çalışmalarında böylesi etkileri bölgesel hasar ayrıştırması ve dinamik analizde sonlu bir elemanda çoklu çatlaklardan elde etmiştir. Sonlu kiriş elemanı, otomatik olarak dahil olmuş bazı elemanlarda çatlaklar arası etkileşim etkisine sahip olan çatlaklarla bir üye-bir eleman biçimlendirmeyle kompozit eleman metodu kullanarak formüle etmiştir. Kam ve Lee [8] modal test datalarını kullanarak yapıdaki çatlakları belirlemek için çatlaklı ve çatlaksız numunelerdeki potansiyel enerji ifadelerine bağlı olarak bir yöntem geliştirmişlerdir. Yukarıda özet olarak sunulan çalışmalar, doğal frekansların incelenmesi ve malzemede meydana gelen hasarın doğal frekanslara etkidiğini göstermeleri açısından referans olarak alınmıştır.

Bu çalışmada, tabakalı bir kompozit kirişin üzerinde çatlak bulunması durumundaki serbest titreşim analizleri Sonlu elaman yöntemi kullanılarak nümerik olarak yapılmıştır. Analizler ankastre-serbest sınır şartında kirişin üzerinde çatlağın derinliği ve konumu değiştirilerek gerçekleştirilmiştir.

## 2. KOMPOZİT KİRİŞİN SONLU ELAMAN MODELLEMESİ

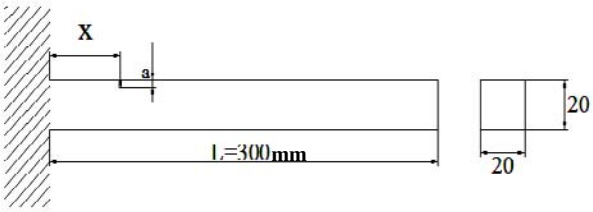
Tabakalı kirişin geometrisi ve koordinatları şekil 1'de görülmektedir. Kirişin boyu, kalınlığı ve genişliği, sırasıyla, L, h ve b ile gösterilmektedir.




Şekil 1. Tabakalı kompozit kirişin geometrisi ve koordinatları

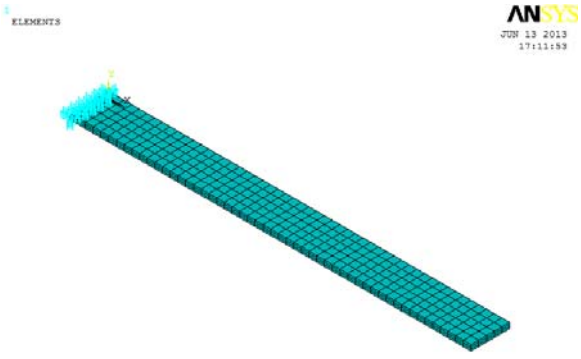
ANSYS'te kompozit kiriş modellenmeden önce kullanılan modelin doğrulunu göstermek amacıyla izotropik olarak modelden elde edilen titreşim analizi sonuçları literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır[1]. Karşılaştırma yapılan kirişin fiziksel mekanik özellikleri aşağıdaki gibidir; E=206 GPa, ρ=7750 kg/m$^3$, ν = 0.35, L=300 mm, b=20 mm, h=20 mm.

Yukarıdaki özellikler için çatlaklı ve çatlaksız durumlar için elde edilen değerlerin ve literatürdeki değerlerle karşılaştırılması tablo 2'de verilmiştir.
Kullanılan modelin doğruluğu izotropik kiriş için doğrulandıktan sonra tabakalı kompozit kirişin modellenmesine geçilmiştir.




Şekil 2. Üzerinde çatlak bulunan izotropik kiriş

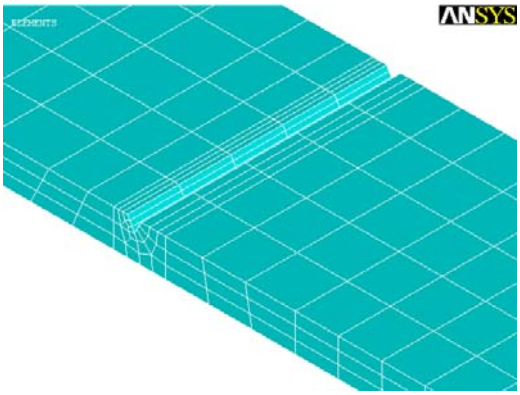
Kompozit kirişin serbest titreşim analizi ANSYS 12.0 sonlu eleman programı yardımıyla yapılmıştır. Analizlerde 8-düğümlü, her düğüm noktasında altı serbestlik derecesi (x, y ve z doğrultularında ötelenmeler ve x, y ve z-eksenleri etrafında dönmeler) olan doğrusal tabakalı 3-boyutlu yapısal katı eleman (Solid 46) kullanılmıştır. Şekil 3'de bir ucu ankastre diğer ucu serbest çatlaksız kompozit kirişin sonlu eleman modeli görülmektedir.
ANSYS'te çatlak üçgen olarak modellenmiştir. Şekil 4'te üzerinde üçgen şeklinde çatlak bulunan kompozit kirişin sonlu elaman modeli görülmektedir. Çatlak bölgesinin daha iyi temsil edilebilmesi amacıyla çatlak bulunan bölge daha sık olarak elamanlara ayrılmıştır. Buda daha doğru sonuçların elde edilmesini sağlamıştır.




Şekil 3. Kompozit kirişin sonlu elaman modeli

Tablo 1'de cam elyaftan üretilen kompozit tabakanın mekanik özellikleri görülmektedir.

Deneylerde kullanılan kompozit kiriş 16 tabakadan oluşmaktadır. Kirişin boyu L= 260 mm, genişliği ise b= 25 mm dir. Deneylerde kullanılan tabakalı kompozit kirişler simetriktir ve yönlenme açılarıda (0 , ±45 , 90 , 0-90 ) şeklindedir.
Titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi, bilgisayar tabanlı çok kanallı bir analiz sistemi olan PULSE titreşim ölçüm sistemi ile yapılmıştır. Bu sistem çeşitli veri toplama üniteleri ve yazılım opsiyonlarından oluşan modüler bir yapıya sahiptir.




Şekil 4. Üzerinde çatlak bulunan kirişin sonlu elaman modeli

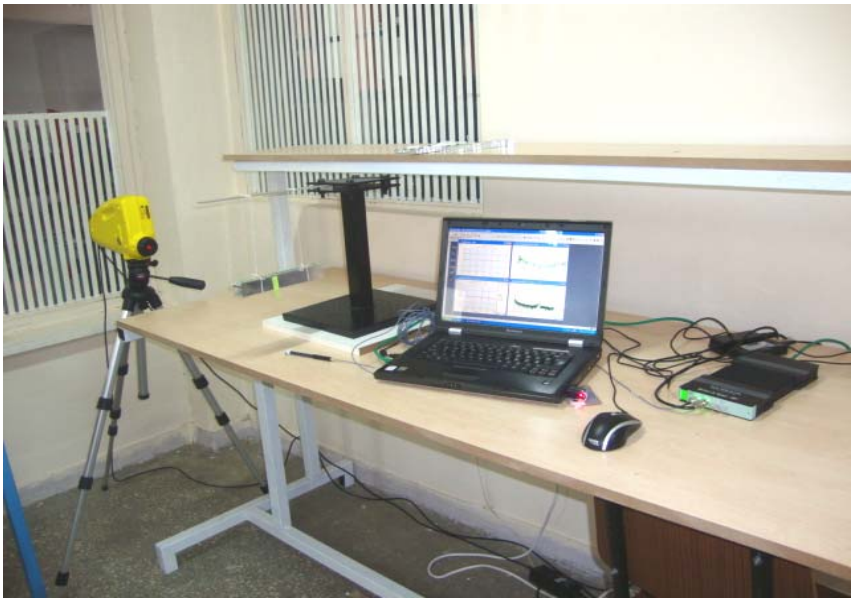
Tablo 1. Analizlerde kullanılan kompozit kirişin mekanik özellikleri

| Kompozit tabakanın mekanik özellikleri | |
|---|---|
| $E_x$ | 28.5 GPa |
| $E_y$ | 10.7 GPa |
| $E_z$ | 10.7 GPa |
| $\nu_{xy}$ | 0.26 |
| $\nu_{xz}$ | 0.26 |
| $\nu_{yx}$ | 0.26 |
| $G_{xy}$ | 7.4 GPa |
| $G_{yz}$ | 7.4 GPa |
| $G_{xz}$ | 7.4 GPa |
| $\rho$ | 1657 kg/m$^3$ |
| Tabaka kalınlığı | 0.25 mm |

Bu çalışmada, malzeme üzerinde belirli noktalardan darbe çekici ile tahrik kuvveti uygulanmış ve malzemenin titreşim cevabı ölçülerek aradaki transfer fonksiyonu (FRF) ME'scope VES modal analiz yardımıyla elde edilmiştir. Uygulanan tahrik kuvveti bir kuvvet transdüseri (çekiç) ile cevap ise Lazer Vibrometre ile ölçülmüştür. (Şekil 5)

Tablo 2. İzotropik kiriş için 1. ve 2. doğal frekans değerlerinin karşılaştırılması

| **Çatlak Konumu (X)** | **Derinlik (a)** | **Metot** | **Doğal Frekans (Hz)** | |
|---|---|---|---|---|
| | | | **1. Mod** | **2. Mod** |
| 10 | 2 | Deney [8] | 182.7 | 1149.4 |
| | | SEY | 182.7 | 1149.2 |
| | | Analitik | 182.6 | 1148.0 |
| | | Bu çalışma | 183.3 | 1130.2 |
| | 6 | Deney [8] | 163.9 | 1073.4 |
| | | SEY | 166.9 | 1083.9 |
| | | Analitik | 161.9 | 1048.7 |
| | | Bu çalışma | 169.8 | 1076.4 |
| | 10 | Deney [8] | 129.8 | 980.6 |
| | | SEY | 136.9 | 996.1 |
| | | Analitik | 109.0 | 814.5 |
| | | Bu çalışma | 140.2 | 989.1 |
| 80 | 2 | Deney [8] | 184.0 | 1160.0 |
| | | SEY | 184.0 | 1159.8 |
| | | Analitik | 184.0 | 1159.2 |
| | | Bu çalışma | 184.6 | 1139.9 |
| | 6 | Deney [8] | 174.7 | 1155.3 |
| | | SEY | 181.8 | 1102.9 |
| | | Analitik | 175.2 | 1153.9 |
| | | Bu çalışma | 177.3 | 1136.1 |
| | 10 | Deney [8] | 153.5 | 1145.1 |
| | | SEY | 158.4 | 1147.6 |
| | | Analitik | 156.0 | 1143.3 |
| | | Bu çalışma | 159.3 | 1133.6 |
| Çatlaksız | | Deney [8] | 185.2 | 1160.6 |
| | | SEY | 185.1 | 1160.4 |
| | | Analitik | 185.1 | 1159.9 |
| | | Bu çalışma | 185.4 | 1140.4 |



Şekil 5. Deney düzeneğinin şekli

Tablo 3. Üzerinde çatlak bulunan tabakalı kompozit kirişin ilk iki doğal frekansının deneysel ve nümerik yöntemle karşılaştırılması.

| Çatlak sayısı | Konum (mm) | Mod | Metot | Yönlenme Açısı | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | 0° | ±45° | 90° | 0°-90° |
| 1 | Çatlaksız | 1 | ANSYS | 35.56 | 28.29 | 21.869 | 29.614 |
| | | 2 | | 222.74 | 177.29 | 137.03 | 185.51 |
| | | 1 | Deney | 36 | 23 | 22 | 30 |
| | | 2 | | 230 | 147 | 137 | 190 |
| | 195 | 1 | ANSYS | 35.26 | 28.23 | 21.905 | 29.51 |
| | | 2 | | 200.02 | 171.34 | 139.46 | 177.25 |
| | | 1 | Deney | 36 | 24 | 23 | 29 |
| | | 2 | | 222 | 149 | 143 | 179 |
| | 130 | 1 | ANSYS | 33.333 | 28.87 | 22.071 | 28.73 |
| | | 2 | | 186.13 | 182.30 | 142.88 | 169.39 |
| | | 1 | Deney | 35 | 23 | 23 | 30 |
| | | 2 | | 219 | 142 | 146 | 188 |
| | 65 | 1 | ANSYS | 29.77 | 26.87 | 22.532 | 27.29 |
| | | 2 | | 200.50 | 176.67 | 137.75 | 181.05 |
| | | 1 | Deney | 36 | 23 | 21 | 29 |
| | | 2 | | 223 | 148 | 134 | 181 |
| 2 | 195-130 | 1 | ANSYS | 32.953 | 27.81 | 22.236 | 28.95 |
| | | 2 | | 171.83 | 171.50 | 152.65 | 176.85 |
| | | 1 | Deney | 35 | 22 | 23 | 31 |
| | | 2 | | 218 | 137 | 140 | 193 |
| 3 | 195-130-65 | 1 | ANSYS | 28.21 | 27.352 | 24.129 | 28.16 |
| | | 2 | | 167.90 | 179.35 | 163.48 | 185.90 |
| | | 1 | Deney | 35 | 22 | 23 | 29 |
| | | 2 | | 190 | 185 | 177 | 185 |

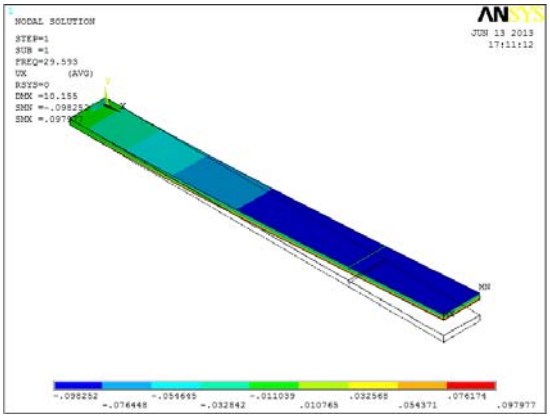
Deneysel çalışmalardan elde elden sonuçlar yapılan nümerik analizler ile karşılaştırılmıştır. Analiz sonuçları tablo 3'de verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre nümerik sonuçlarla deneysel sonuçların oldukça birbirine yakın çıktığı görülmüştür. Kompozit kirişin 1. ve 2. titreşim biçimleri şekil 6 ve 7'de verilmiştir.

## SONUÇLAR

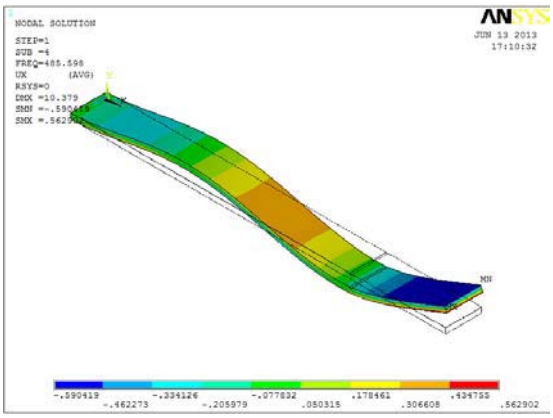
1) Sunulan sonlu eleman modeli literatürdeki diğer yöntemler ve

çalışmalarla oldukça uyumlu sonuçlar vermiştir.
2) Çatlak sayısı arttıkça frekansların giderek azaldığı görülmüştür

3) Üzerinde çatlak bulunan kirişte çatlak ankastre uçtan serbest uca doğru hareket ettikçe frekansların arttığı gözlenmiştir.




Şekil 6. Kompozit kirişin 1. titreşim biçimi




Şekil 7. Kompozit kirişin 2. titreşim biçimi

## 5. KAYNAKLAR

1. Pirner, M., Urushadze, S., "Dynamic Response as a Tool for Damage Identification", International Applied Mechanics, 40(5), s.487–505, 2004.
2. Sinha, J. K., Friswell, M. I., Edwards, S., "Simplified Models for the Location of Cracks in Beam Structures Using Measured ibration Data", Journal of Sound and Vibration, 251(1), s.13–38, 2002.
3. Rzayev, O. G., Akbarov, S. D., "Natural Vibrations of a Composite Plate Strip with Macrocracks", International Applied Mechanics, 38(10), s. 1280–1283, 2002.
4. Kim, J. T., Stubbs, N., "Crack Detection in Beam-Type Structures Using Frequency Data", Journal of Sound and Vibration, 259(1), s.145–160, 2003.
5. Kisa, Murat., "Free vibration analysis of a cantilever composite beam with multiple cracks", Composites Science and Technology, 64, s.1391–1402, 2003.
6. Akbarov, S. D., , Turan, A., "The Influence of the Initial Stresses on Stress Intensity Factor of Mode II at the Crack Tips in a Composite Strip", Conference on Damage in Composite Materials,18th-19th of September 2006 in Stuttgart, Germany.
7. Lu Z.R., Law S.S., "Dynamic condition assessment of a cracked beam with the composite element model", Mechanical Systems and Signal Processing, 23, s.415–431, 2009.
8. Kam, TY, Lee, TY., "Detection of cracks in structures using modal test data. Engineering Fracture Mechanics, 42, s.381-387, 1992.

# DÖRT ROTORLU HAVA ARACININ GÖRÜNTÜ İŞLEME İLE KONTROLÜ

Onur KESKİN, Zeki KIRAL

Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı, 35397 İZMİR

onur.keskin@deu.edu.tr, zeki.kiral@deu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada, dört rotorlu bir AR Drone otonom insansız hava aracının görüntü işleme algortimaları ile hareketli bir hedefi takibi ve kontrolü ele alınmıştır. Ele alınan dört rotorlu hava aracı, biri aracın ön bölümünde, diğeri aracın alt kısmında bulunan iki adet kameraya sahiptir. Dört rotorlu hava aracı görüntü işleme algoritmaları ile ön kamera düzlemine paralel bir düzlemedeki lazer noktalarını otonom olarak takip edebilmektedir. Dört rotorlu hava aracının, lazer noktalarını takip edebilmesi için gerekli olan kararlılığı ve manevraları gerçek zamanlı olarak, görüntü işleme ile elde edilen referanslara göre hesaplanmıştır. Çalışma ile dört rotorlu hava aracının, sahip olduğu yerleşik algılayıcılar ile otonom olarak verilen görevleri yerine getirmesi sağlanmıştır. Bu çalışma, görev tabanlı otonom uçuş kontrolü için önemli bir adımı oluşturmaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** insansız hava aracı, dört rotorlu hava aracı, görüntü işleme

## CONTROLLING QUADROTOR WITH IMAGE PROCESSING

## ABSTRACT

This study deals with the control of an unmanned autonomous quadrotor aerial vehicle AR Drone by using image processing algorithms to track a moving object. AR Drone has two on-board cameras, one of them islocated in front and the other one is located at the bottom of the vehicle. Quadrotor can autonomously trace the laser-marked pointslocated on the plane, which is parallel to camera plane with using image processing algorithms. Quadrotor's stability and maneuverability, which are required for tracking laser-marked points, are computed in real time based on the references obtained from computer vision. In this study, the required autonomy for task execution is gained to the quadrotor with the help of its on-board sensors. This study is a significant step in order to complete task based autonomous flight controls.

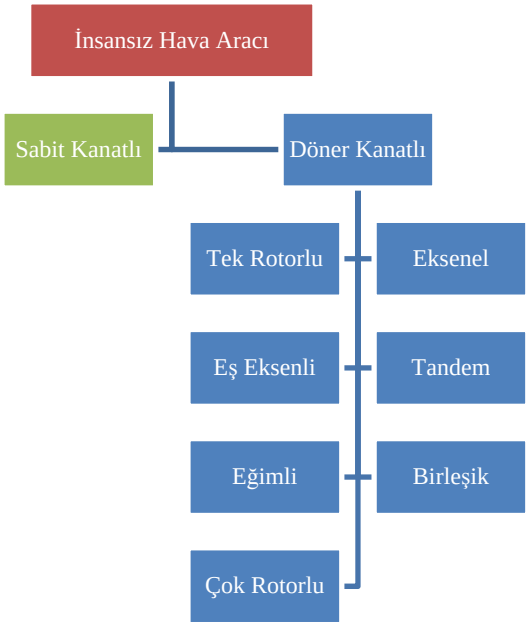
**Keywords:** unmanned aerial vehicle, quadrotor, image processing

## 1. GİRİŞ

Otonom araçlar üzerine yapılan çalışmalar akademik çevrede her zaman gündemde olan bir konudur. Son yıllarda ise otonom araçlar üzerine yapılan çalışmalarda insansız hava araçlarına olan ilgi artmıştır [1, 2]. Bu ilginin sebebi hava araçlarının, kara araçlarına göre kontrol probleminin daha karmaşık olması ve bir takım belirginavantajlara ve yeteneklere sahip olmasıdır. Bu avantajların başında, yer şekillerinden bağımsız hareket ve manevra kabiliyeti gelmektedir. Ancak avantajlarının yanı sıra bazı dezavantajlarda barındırmaktadır. Öncelikli dezavantajı, üç boyutlu bir çalışma hacminde güvenilir eş zamanlı kontrolcü ihtiyacıdır. Bu ihtiyaç, gelişen mikrokontrolcü teknolojileri yardımıyla desteklenmektedir. Özellikle tek çip de sistem kontrolcüleri (System on Chip - SoC) ve tek kartta bilgisayarlar (Single Board Computer - SBC) sayesinde insansız hava araçlarının otonom kontrolü için gerekli işlem gereksinimi ucuzlamış, hafiflemiş ve güç tüketimleri azalmıştır. Bu gelişmeler,Mikro elektro-mekanik sistem (MEMS)

ilealgılayıcılarla desteklendiğinde hem akademik hem de ilgili sanayilerin ihtiyaçlarına cevap verebilmektedir.

İnsansız hava araçları, klasik hava araçlarında olduğu gibi genelde sabit kanatlı ve döner kanatlı olmak üzere iki ana gruba ayrılır (Şekil 1). Bazı çalışmalarda zeplin gibi havadan hafif balonlarda ayrı bir grupta değerlendirilmektedir.




Şekil 1. İnsansız hava araçları.

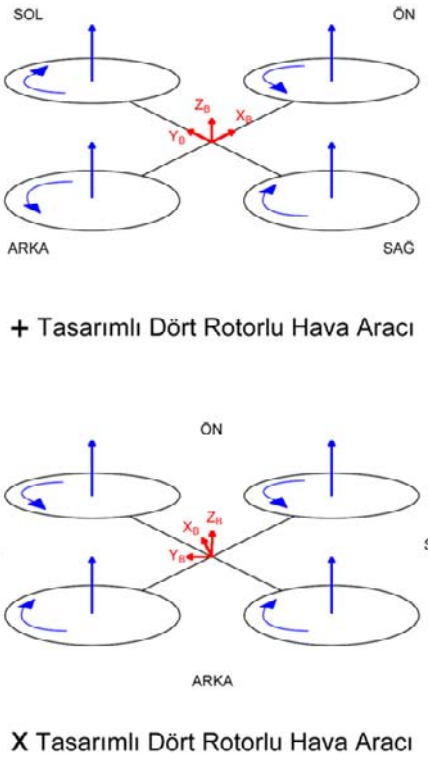
Sabit kanatlı hava araçları, aerodinamik tasarımlarının getirdiği avantaj ve sahip oldukları iticiler ile hava akımını kanat bölgelerinde düzenleyerek uçabilen araçlardır. Bu araçlar, havalanmak ve inmek için belirli bir piste ihtiyaç duymaktadırlar. Bu ihtiyaçları sebebi ile sabit kanatlı insansız hava araçları genellikle orta ve yüksek irtifada, keşif ve gözlem amacı ile kullanılmaktadırlar. Sahip oldukları yük kaldırma avantajları ile uzun uçuş menzilleri bulunmaktadır.

Döner rotorlu hava araçları, aerodinamik açıdan uçmaya veya süzülmeye uygun olmamakla birlikte, sahip oldukları pervane ve yalpa diski (swashplate) gibi mekanizmaları ile itiş kuvveti sağlayarak uçabilmekte ve manevra yapabilmektedir. Döner rotorlu hava araçlarının sahip olduğu bu mekanizmalar ve kabinlerine oranla geniş pervane alanları sayesinde dikey iniş kalkış yapabilmektedirler. Bu özellik sayesinde görevlerini icra ederken özel bir bölgeye ihtiyaçları bulunmamaktadır. Ancak aerodinamik tasarım eksikliği ve karmaşık mekanizmaları sebebi ile uçuş kontrolü sabit kanatlı hava araçlarına göre çok daha karmaşık ve zorludur [3]. Bu zorluğun bir derece üzerinden gelen döner kanatlı hava araçlarına literatürde çok rotorlu hava araçları (multi rotor) adı verilmektedir.

Bu çalışmada, çok rotorlu hava araç tasarımlarından dört rotora sahip bir hava aracı kullanılmıştır. Dört rotorlu hava aracının kapalı alandaki manevra kontrolü bir lazer işaretçisi yardımıyla yapılmaktadır. Kullanılan lazerin herhangi bir belirleyici özelliği (şablon) bulunmamakla birlikte, kullanılma nedeni ortamdan kolaylıkla ayrıştırılabilmesidir.

## 2. DÖRT ROTORLU HAVA ARACI

Dört rotorlu hava aracı, çok rotorlu hava araçları arasında motor sayısı dikkate alındığında, diğer tasarımlara göre her iki eksende de simetrik olan motor yerleşimi özelliğine sahiptir [4], (Şekil 2). Motor sayısının az tutulması ile ağırlığı azaltılmış ve uçuş süresi de arttırılmıştır.



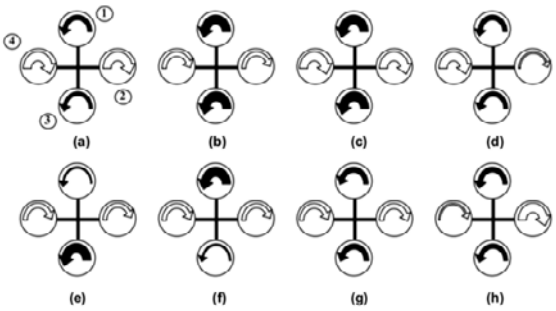

Şekil 2. Dört rotorlu hava araç tasarımları.

Dört rotorlu hava aracı, ilerleme konumuna göre Şekil 2'de gösterilen " × " (çarpı) veya " + " (artı) tasarımlardan birine sahip olabilmektedir. Bu tasarım değişikliği, uçuşun

ana mantığını değiştirmemekle beraber, kontrolcü tasarımında farklılık yaratmaktadır.

Diğer çok rotorlu hava araçlarında da olduğu gibi dört rotorlu hava aracının kalkış yapabilmesi ve havada asılı kalabilmesi için motorlarının sağladığı toplam teorik itiş kuvveti araç ağırlığına eşit olmalıdır. Ancak Betz yasası ve istenebilecek agresif manevra kabiliyetleri (tersine uçuş, yol takibi vs.) dikkate alınarak motor-pervane itiş kuvvetleri hesaplanmalıdır.

Hava aracının Euler açılarının özel bir gösterimi olan Tait- Bryan açı düzenine göre manevra kontrolleri Şekil 3'de gösterilmiştir.




Şekil 3. (a) Saat yönünün tersinde sapma (yaw) (b) Saat yönünde sapma (yaw) (c) Kalkış ve yükselme (d) Saat yönünde yuvarlanma (roll) (e) Saat yönünün tersinde dönüş (pitch) (f) Saat yönünde dönüş (pitch) (g) İniş ve alçalma (h) Saat yönünün tersinde yuvarlanma (roll) [5].

### 2.1. AR Drone'nun Özellikleri

Proje kapsamında, dört rotorlu hava aracı olarak Parrot firmasının AR Drone adlı aracının ikinci sürümü kullanılmaktadır [6].Şekil 4'de patlatılmış görüntüsü bulunanParrot AR Drone 2'nin proje genelinde kullanılmasının başlıca sebepleri; üstün manevra yetenekleri, açık kaynak kodlu yazılım geliştirme ortamı (SDK), düşük maliyeti ve yedek parça desteğinin bulunmasıdır.

AR Drone 2, " × " (çarpı) tipinde bir dört rotorlu hava aracı tasarımına sahiptir. Motorlar karbon fiber tüpler üzerine yerleşmiştir. Yapının geneli ise sert köpükten oluşmaktadır. Gövde üzerine pili sabitleyen ve üzerini kaplayan ikinci bir köpük parça bulunmaktadır. Bu parça, kapalı alanlarda kullanılacağı zaman pervaneleri ve pervanelerin etrafına verebileceği zararları engelleyecek bir kafes görevi de görebilmektedir.



Şekil 4. Parrot AR Drone 2'nin patlatılmış görüntüsü.

Araç, 11.1 voltluk 1000 mAh'lik 10C boşalma oranı olan bir adet Li-Po pil ile beslenmektedir. Kullanılan pil, tam şarjda 12.5 volt, düşük şarj durumunda ise 9 volt çıkış vermektedir. Şarj bilgisi, gömülü sistem tarafından sürekli takip edilmektedir.

Şekil 5'de gösterilen, kapalı alanlar için kullanılan üst gövde ve standart pil ile birlikte aracın toplam uçuş ağrılığı 420 gram'dır.




Şekil 5. Parrot AR Drone 2'nin (a) kapalı alan ve (b) açık alan üst gövde tasarımı.

AR Drone 2, dört adet üç fazlı 15 watt'lık fırçasız DC motordan güç almaktadır. Motor sürücüleri, barındırdıkları algılayıcı ile motorun duruş ve dönüş durum bilgilerinesahiptir. Bu sayede acil bir durumda, motoru ve pervaneyi zorlamamak için otomatik olarak motorları durdurabilmektedir. Motorların her birinin

maksimum devir sayısı 41400 d/d'dır. Normal uçuş sırasında ise devir sayısı ortalama 28000 d/d civarında seyretmektedir. Devir sayısının en yüksek değerde olmamasının önemli sebebi,mevcut devirpayıile hava aracının, x ve y eksenlerinde takla manevrası için gerekli geri toplama kuvvetini üretebilmesidir.Yüksek devirli motorlar, 8 inçlik yüksek atak açılı pervaneleri döndürmektedir. Motor ile pervaneler arasında 1/8.75 çevrim oranı olan bir dişli çifti yer almaktadır. Araç mekanik özellikleri yanında sahip olduğu elektronik özelliklerle akademik çalışmalara oldukça uygundur.

AR Drone 2'nin ana kartı 1 GHz ARM Cortex A8 işlemciden güç almaktadır. Sistem ayrıca 1 GB'lık 200 MHz'lik DDR2 RAM belleğine de sahiptir. Ayrıca 800 MHz'lik paylaşımsız video destekli dijital sinyal işlemci mevcuttur. Bu özellikler sayesinde üzerinde 32 bit'lik bir işletim sistemi rahatlıkla çalıştırabilmektedir. Gömülü Linux işletim sistemlerinden biri olan BusyBox, bu anakartta rahatlıkla çalışabilmekte ve tüm sistemi gerçek zamanlı olarak kontrol edebilmektedir.

Ana kart, dış dünya ile iletişim kuracak modülleri de üzerinde barındırmaktadır. Bu modüllerin başında TCP/IP iletişime olanak veren IEEE 802.11 kablosuz iletişim protokolü gelmektedir. Bu protokol günümüzde sıklıkla kullanılan ve 2.4 GHz frekans bandından yayın yapan kablosuz yerel ağ (WLAN) ile aynıdır. Araç ile kontrolcüsü (tele-operatör veya ana bilgisayar) arasında 50 metrelik bir menzil olmasına rağmen, router ve kapsama alanı genişletici röleler ile kontrol menzili rahatlıkla arttırılabilmektedir.Bir diğer iletişim modülü ise üzerinde barındırdığı USB 2.0 bağlantı kapısıdır. Bu sayede araca istenirse GPS, taşınabilir bellek gibi Linux işletim sistemi tarafından tanınabilecek her hangi bir USB cihaz takılarak hava aracına entegre edilebilmektedir.

Uçuş için kilit rol oynayan ana kartın, araç hakkında durum bilgisini alacağı algılayıcı modülünde 9 serbestlik dereceli ataletsel ölçüm sistemi de yer almaktadır. 3 eksen, 2000 °/sec hassasiyetli jiroskop, 3 eksen ±50 mg hassasiyetli ivmeölçer ve 3 eksen 6° hassasiyetli manyetometre bu ataletsel ölçüm sistemini oluşturmaktadır. Bu sisteme destek amacı ile ±10 Pa hassasiyetli basınç algılayıcısı ve ultrasonik algılayıcı çifti ile irtifa bilgisi de ölçülmektedir.Ultrasonik algılayıcının çalışma frekansı 22.22 Hz veya 25 Hz olarak ayarlanabilmektedir. Ataletsel ölçüm sisteminde manyetometrenin bulunma sebebi, aracın x veya y ekseni etrafında takla manevrası gibi agresif manevralar esnasında jiroskop ve ivmeölçer çıktılarını Dünya'nın gerçek konumundan faydalanarak düzeltebilmesidir.

AR Drone 2 dört rotorlu hava aracının yüksek işlem kapasitesine ve hassas algılayıcı ağına sahip olmasının asıl nedeni; ana karta doğrudan bağlı ve sahip olduğu kablosuz ağ ile canlı görüntü gönderebilen toplam iki adet kamerasının olmasıdır.Aracın kameralarından altta yer alan kamera 320 x 240 piksel çözünürlükteki görüntüyü 60 FPS ile IEEE 802.11 kablosuz iletişim protokolü üzerinden gönderebilmektedir. Ayrıca bu kamera, aracın karasal hızının ölçülmesinde de kullanılmaktadır.

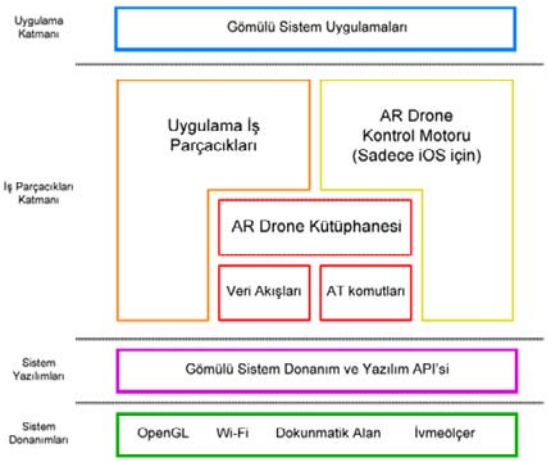
AR Drone 2'nin diğer kamerası ise ön kısmında yer almaktadır. Bu yerleşim, aracın rotor yerleşimini de doğrudan etkilemiştir. Kamera, 1280 x 720 piksel çözünürlüğündeki görüntüyü 30 FPS ile kablosuz iletişim protokolü üzerinden diğer görevleri aksatmadan gönderebilmektedir. Yüksek çözünürlükteki görüntüleri en az gecikme ile gönderebilmek için H.264 video kodlaması kullanmaktadır. Bu kamera sahip olduğu geniş açılı lens sayesinde 90°'lik görüntü alanı oluşturmaktadır. Ancak bu geniş açılı lensin kullanımı beraberinde balık gözü efektini getirmektedir. Geliştirilecek uygulamalara göre bu bozulma yazılım ile düzeltilebilmektedir.

### 2.2. AR Drone SDK'sının Kullanımı

AR Dronedört rotorlu hava aracının mekanik ve elektronik yeteneklerini ücretsiz olarak yayınlandığı Şekil 6'daki gibi bir mimarisi olan yazılım geliştirme kiti (SDK) bulunmaktadır [6]. Aracın IEEE 802.11 kablosuz bağlantısı olan başta Linux olmak

üzere Windows ve Mac OS işletim sistemli bilgisayarlardan kontrol edilebilmesi mümkündür. Ayrıca iOS ve Android gibi mobil cihaz işletim sistemlerinide destekleyen bir SDK yayınlanmıştır.

SDK'nın kullanıcı sözleşmesi, kişisel ve akademik tüm uygulamalar için tamamen özgürdür. Sadece ticari amaç güden yazılımlarda Parrot firmasına karşı bir telif hakkı oluşmaktadır.




Şekil 6. AR Drone Yazılım Geliştirme Kiti'nin mimari yapısı.

Yazılım geliştirme ortamı kablosuz bağlantı kartı barındıran TCP / UDP / IP yığınlarını yazılımsal olarak kontrol edebilen herhangi bir cihazla çalışabilecek şekilde yapılandırılmıştır. Bu sayede SDK'nın yayınlanmış yazılım dili C++ olsa bile, farklı yazılım dilleri ve ortamlarında rahatlıkla geliştirme yapılabilmektedir.SDK üzerinden hava aracının gömülü yazılımına herhangi bir müdahale yapılamamaktadır. Bu tarz müdahaleler SSH protokolü üzerinden Putty gibi telnet/ssh istemcileri ile araca bağlanarak, Linux terminali üzerinden yapılabilmektedir.

Yazılım geliştirme kitinde,*ARDroneTool* adlı kütüphane sayesinde hava aracının birçok kontrolü yapılabilmektedir. Bu kontrollerin başında aracın her türlü manevrasını yönetebilmek için kullanılan **AT komut** yönetim iş parçası (thread) gelmektedir (Tablo 1). **Navdata** yönetim iş parçası sayesinde ataletsel ölçüm sisteminin verileri gömülü sistemden çözümlenip kablosuz ağ üzerinden istemciye yayınlanmaktadır. Ayrıca bulunan **kontrol** iş parçacığı gönderilen AT komutları ile hava aracının seyir bilgisini kontrol ederek uygun komutların yürütülmesini sağlamaktadır. **Video yayını**için ayrı bir iş parçacığı bulunmaktadır. Bu sayede istemci makinada canlı video görüntüsü yayınlanabilmektedir. Ayrıca AR Drone'nun ikinci versiyonuna uygun **video kayıt** iş parçacığıda mevcuttur. Bu sayede görüntü istenildiği taktirde yüksek çözünürlükte mp4 veya mov formatında kaydedilebilmektedir.

Tablo 1. AR Drone SDK'sı örnek API komutları.

| **API Fonksiyonu** | **AT Komutu** | **Değer** | **Sonuç** |
|---|---|---|---|
| ardrone_tool_set_ui_pad_start | AT*REF | 1 | Kalkış |
| | | 0 | İniş |
| ardrone_tool_set_ui_pad_select | | 1 | Acil İniş |
| | | 0 | Normal |
| ardrone_at_set_progress_cmd | AT*PCMD | 1 \|\| 0 | Birleşik yaw ve roll manevra bayrağı |
| | | [-1.0, +1.0] | Roll (φ) |
| | | [-1.0, +1.0] | Pitch (θ) |
| | | [-1.0, +1.0] | Gaz |
| | | [-1.0, +1.0] | Yaw (ψ) |
| ardrone_at_set_flat_trim | AT*FTRIM | - | Yatay olarak Pitch ve Roll sıfırlama |
| ardrone_at_set_toy_configuration | AT*CONFIG | Anahtar, Değer | Araç ayarları |
| | AT*CONFIG_IDS | Oturum, Kullanıcı ,Uygulama IDsi | AT*CONFIG komutu için tanımlayıcı |
| ardrone_at_set_calibration | AT*CALIB | Araç Numarası | Uçuş anında manyetometreyi kalibre eder |

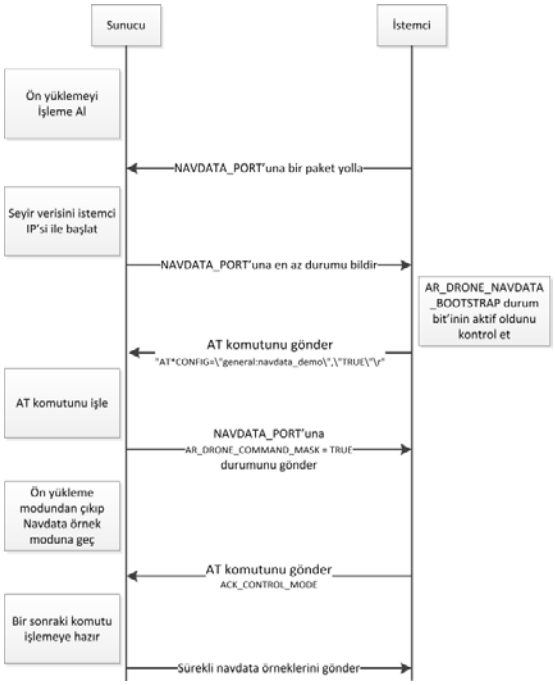
AR Drone SDK'sı ileTablo 1'de gösterildiği gibi, kendi API komutlarını kullanmak yerine, kullanıcı mevcut AT komutları ile kişisel orta katman yazılımını (middle-ware) da geliştirilebilir.

Bu çalışmada AT komutları kullanılarak hava aracının otonom kontrolü sağlanmıştır. API komutlarını tercih edilmeme nedeni, görüntü

işleme kütüphanesi ile araç kontrol kütüphanesi arasındaki iletişimin tamamen kontrol altında tutulma gereksinimidir.

AT komutları UDP paketleri halinde 5556 numaralı portdan gönderilmektedir. AR Drone'un gömülü sistemi tarafından da bu port dinlenmektedir. Gömülü sistem, aracın daha yumuşak hareket etmesi için gönderilen komutları 30 ms'de bir işlemektedir. Ayrıca birbirini takip eden iki komut satırı arasında 2 saniyeden fazla boşluk olduğunda sistem kablosuz bağlantının koptuğunu farz ederek acil iniş moduna geçmektedir.

Dört rotorlu hava aracı, bağlı olduğu istemciye iki adet veri akışı sunmaktadır. Bunlardan biri seyir verileri (navdata) diğeri ise video yayınıdır (Şekil 7).




Şekil 7. Navdata yayınının başlatma akışı.

Seyir verileri, istemciye 200 Hz'lik bir örnekleme frekansı ile iletilmektedir. Seyir bilgileri içerisinde ataletsel ölçüm sisteminden alınan açı değerleri, basınç ve ultrasonik algılayıcıdan alınan irtifa değerleri, kamera görüntüleri ve hız bilgisi yer almaktadır.Seyir bilgileri hava aracı tarafından UDP paketleri halinde 5554 numaralı portdan istemciye Şekil 7'de gösterilen akış sırasında gönderilmektedir.

Video yayını diğer iletişimlerden farklı olarak TCP üzerinden 5555 soketinden gönderilir. Gömülü sistem, istemci bağlandığı anda video yayınına başlar. Video kayıdı ise yine TCP üzerinden fakat farklı bir soketden (5553) gönderilir. Kayıt başlatılmadı ise bu soket açılmaz.AR Drone, yüksek çözünürlükte video yayını yapabilmek için H.264 (MPEG 4.10 AVC)'ü temel alan bir profil kullanmaktadır. Aynı profili kart üzerinde sahip olduğu USB arayüzüne bağlı taşınabilir belleğe veya istemci altında video kaydederken de kullanır.H.264 canlı yayın için kullanılan profil ayarları; 15-30 FPS aralığı, 250 kbps – 4 Mbps bitrate aralığı ve 360p (640 x 360) veya 720p (1280 x 720) çözünürlüktür.Video kayıt için canlı yayın ayarları haricinde doğrudan en yüksek ayarlar olan 720p çözünürlük, 30 FPS görüntüleme sıklığı ve 4 Mbps bitrate'i kullanmaktadır.Aynı anda canlı yayın ve kayıt yaparken, donanımsal H.264 video kodlaması yapılamadığında canlı yayın MPEG4.2 sanal kodlayıcı ile yayınlanır. Bu kodlayıcı, görüntüyü 15 ila 30 FPS görüntüleme sıklığı ve 250 kpbs ila 1 Mbps arasında gönderir.

Görüntü yayınlanırken, gecikme yaşanmaması için ön bellekte tutulan anlık resim bilgisi gönderilerek bir bakıma zamanda paralellik yaratılır. Ancak görüntü aynı zamanda kayıt ediliyorsa resim atlamamak için bu özellikten vazgeçilerek, videonun bütünlüğü korunmaya çalışılır.AR Drone'un her ne kadar gömülü sisteminde yer alan uçuş parametrelerine SDK üzerinden erişilemiyorsa da, yine de bir çok ayar yapmak mümkündür. Ayarlar, TCP üzerinden 5559 numaralı portdan gönderilmektedir. Bu işlem için Tablo 1'de API karşılığı olmayan bir AT komutu olan AT*CTRL kullanılır. Örnek olarak;

*AT*CONFIG=\"general:ardrone_name\",\"qrUMTS\"\\r*

komutu ile bağlı olan AR Drone'un adını "qrUMTS" olarak değiştirir. Bunun yanında ivmemetre, jiroskop ve manyetometre algılayıcılarının ofsetleri ve kazançlarıda bu komut yardımıyla ayarlanabilmektedir. Dört rotorlu hava aracının maksimum ve minimum irtifası, uçuş öncesi belirli bir aralıkta tutularak aracın menzil dışına çıkması önlenebilir. Aracın, kendini uçuşa kapatacağı pil durum alt limiti gibi detaylı kontrol de bu ayarların kapsamına girmektedir.

Kablosuz ağ bağlantısının sıklıkla kullanıldığı ortamlarda ve/veya AR Drone'un izinsiz kontrolünü engellemek için kablosuz ağ şifresi yerine istemci MAC adres eşlemesi yapılarak,

sıfırlanana kadar sadece o istemcinin AR Drone'u kontrol etmesi sağlanabilinir. Bu işlemin AT komut örneği aşağıda verilmiştir.

*AT*CONFIG=605,"network:owner_mac", "00:11:22:33:44:AA"*

## 3. GÖRÜNTÜ İŞLEME

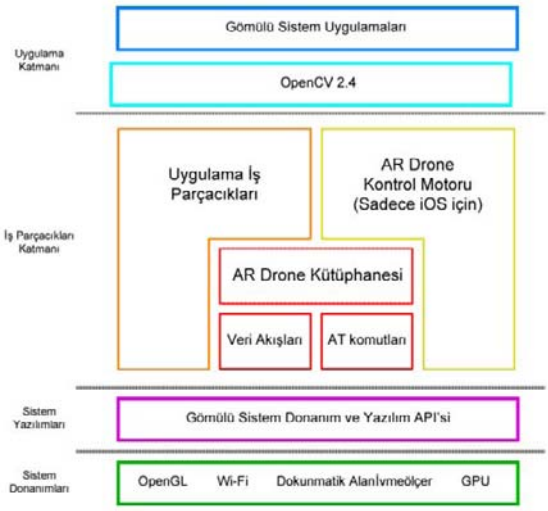
Dört rotorlu hava aracının, AR DroneSDK'sı ve çalışmada geliştirilen ara program ile kontrolünün ardından, bu çalışma konusu olan lazer işaretçisi takibi için çeşitli görüntü işleme algoritmaları kullanılmıştır.Görüntü işleme algoritmaları için, donanım olarak AR Drone'un 720p çözünürlüğünde canlı yayın yapabilen ön kamerası ve istemci olarak Windows 7 işletim sistemi ve kablosuz ağ bağlantı kartı barındıran bir PC kullanılmıştır. PC, görüntü işleme algoritmalarının asıl olarak yürütüldüğü ve geri beslemeler doğrultusunda hava aracına ilgili komutları gönderen bir istemcidir.

AR Drone SDK'sı yanında çalışma kapsamında geliştirilen tüm kodlar C++ programlama dili ile yazılmış olup, geliştirme ortamı olarak Visual Studio 2012 kullanılmıştır. Ancak kodlar her hangi bir .NET Framework öğesi kullanılmadan doğal (native) C++ ile yazılmıştır.

Görüntü işleme algoritmalarının hızlı ve güvenilir olarak yürütülmesi için literatürde ve sanayide (Google, Yahoo, Microsoft, Intel, IBM, Sony, Honda, Toyota v.b.) sıklıkla kullanılan BSD lisansına sahip çoklu platform desteği bulunan OpenCV kütüphanesi tercih edilmiş ve kullanılmıştır [6].Bu sayede çalışmanın devamında Linux veya Mac OS işletim sistemlerine taşınabilecek bir ortam hazırlanmıştır. Ayrıca OpenCV, C++ dışında C, Python ve Java dilleri ile de çalışabileceği için gerekli görüldüğünde bu dillerde de çalışma esnekliği getirilmiştir.

### 3.1. OpenCV Kütüphanesinin Kullanımı

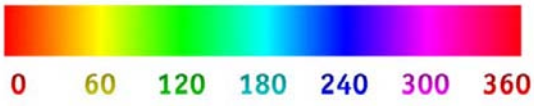
AR Drone'un sağladığı canlı video görüntüsünü OpenCV'nin tanıyabileceği bir kamera kaynağı haline getirmek için AR Drone SDK'sı OpenCV kütüphanesi ile birleştirilmiştir. Bu çözüm ile OpenCV'nin tüm fonksiyonlarının AR Drone görüntüsü üzerinde kullanım olanağı sağlanmıştır. Proje devamında ihtiyaç duyulabilecek GPU destekli paralel işlemler için de önemli bir alt yapı olanağı Şekil 8'deki gibi hazırlanmıştır.




Şekil 8. AR Drone SDK ile OpenCV kütüphanesinin birleştirilmesi ve GPU donanım desteğini gösteren mimari.

Lazer işaretçisinin resim düzlemindeki konumunu hesaplayabilmek amacı ile RGB renk uzayı yerine, ortam parlaklığına bağlı renk uzayının kaymasından daha az etkilenen ve insan gözüne daha yakın bir renk uzayı tanımı olan HSV (Hue, Saturation, Value) tercih edilmiştir.

Hue, rengin kırmızı, yeşil, mavi ve sarı renklerine olan uzaklığın veya yakınlığın Şekil 9'de gösterildiği gibi açısal karşılığıdır.




Şekil 9. RGB renkleri ve Hue açı karşılığı.

Satürasyon, rengin saflığını ifade eden bir tanımdır. Sıfıra yaklaştıkça resim gri skalaya doğru kaymaktadır. Value olarak ifade edilen değer ise rengin içerdiği beyaz oranını, yani aydınlığını, parlaklığını ifade eder.

HSV ve RGB renk uzayları arasında dönüşüm için gerekli formülasyonlar OpenCV'nin **cvCvtColor**fonksiyonunda yer almaktadır. Fonksiyon, kaynak ve hedef resmi dışında CV_* *Kaynak Renk Uzayı* * 2 * *Hedef Renk Uzayı* * şeklinde çevrim bilgisini almaktadır.

Renk, uygun şekilde filtrelendikten sonra güneş ışığı veya yansıtıcı yüzeylerden gelen bir takım aşırı beyaz noktalar görülmüştür. Bunun bir sebebi de lazer ışığının da benzer şekilde parlak olmasıdır. Bu sorunu çözmek için renk filtresi ardından aşındırıcı (**cvErode**) filtre uygulanmıştır. Bu sayede, lazer

noktasından daha ufak olan istenmeyen noktalar aşındırılarak temizlenmiştir. Bu temizleme aşamasında eğer lazer noktasında da negatif bir etki görülürse bir genişletme (**cvDilate**) filtreside uygulanabilmektedir. Bu filtrelerin uygulanması, sistem genelinde herhangi bir yavaşlamaya veya gecikmeye sebep olmamaktadır.Lazer noktaları, canlı video üzerinden temizlendikten sonra, bölgenin çevresinden yola çıkılarak moment (**cvMoments**) hesabı yapılmıştır. Bu sayede filtrelenmiş lazer noktalarının geometrik ağırlık merkezlerinin piksel koordinat sistemi üzerindeki değerleri hesaplanabilmiştir. Moment hesabı (Denklem 1), mekanik sistemlerde olduğu gibi piksel yoğunluğunu, kütle olarak kabul ederek ağırlık merkezi (Denklem 2) hesaplamayı mümkün kılmaktadır.

$$Moment \Rightarrow M_{ij} = \sum_x \sum_y x^i y^j I(x,y) \quad (1)$$

$$Ağırlık\ Merkezi \Rightarrow \bar{x} = \frac{M_{10}}{M_{00}}, \bar{y} = \frac{M_{01}}{M_{00}} \quad (2)$$

Görüntü işleme adımları bahsedildiği şekilde uygulanmasının ardından, sadece görselliği sağlamak amacı ile ekran üzerinde lazer ile verilen girdiler, işaretleyici kalem mantığı ile arayüz üzerinde gösterilmiştir. Bu sayede aracın cevabının takibi de kolaylaşmıştır.

## 4. KONTROL DENEYLERİ

Dört rotorlu hava aracı AR Drone'un, bir istemci tarafından yazılım geliştirme kiti (SDK) ile kontrolü sağlanmış ve OpenCV görüntü işleme kütüphanesi bu yazılım ortamına entegre edilmiştir.Çalışmanın asıl amacı, dışarıdan verilen bir girdiye karşılık, dört rotorlu hava aracının otonom olarak hareketinin sağlamasıdır.

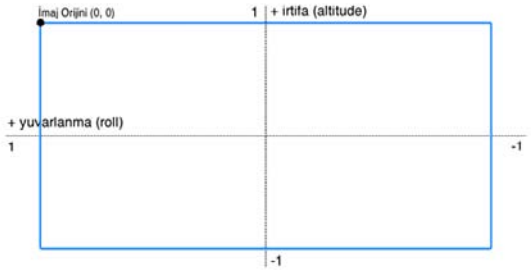
Bu otonom kontrol aşağıdaküçük bir parçası verilen kod ile gerçekleştirilmiştir.

```
Eğer (son girdi ≠ girdi)
konum_farkı = merkez –girdi
yuvarlanma = konum_farkı.X * kazanç_1
  irtifa = konum_farkı.Y * kazanç_2
Diğer
  yuvarlanma = 0
  yunuslama = 0
  sapma = 0
  irtifa = 0
EğerBitti

ardrone.3Bhareket(yunuslama, yuvarlanma,
irtifa, sapma)
```

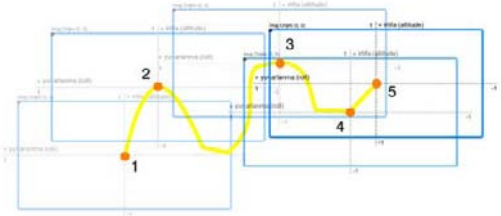
Hava aracı, bir önceki konum girdisinden farklı bir değeri görüntü işleme ile lazer noktası üzerinden aldı ise kontrol işlemlerine başlayacaktır.Merkez koordinatlar, hava aracından alınan canlı görüntünün çözünürlüğünün tam orta noktası olarak seçilmiştir. Bu sayede, hava aracı lazere göre kendini konumlandırırken nihai amaç olan girdi noktası ile imaj ekseninin orta konumunun çakıştırılması sağlanmaktadır.

Üç boyutta hareket komutlarını gönderen komut, tüm uçuş parametrelerini +1 ile -1 arasında almaktadır. Değerlerdeki işaretler, Şekil 10'da gösterildiği gibi hareketin yönünü belirlemektedir.




Şekil 10. Hava aracı ve imaj ekseninin birbirlerine göre durumları.

Hava aracına lazer işaretleyici ile bir girdi verildiğinde hava aracı bu girdi koordinatını hesaplayıp, elde ettiği değeri imaj düzleminde ortalayacak şekilde manevralar yapmaya çalışacaktır. Bu manevraların şematik örneği Şekil 11'de gösterilmiştir.




Şekil 11. Hava aracının imaj ekseninin, lazer noktasını takibi sırasındaki değişimi.

## 5. UYGULAMA VE SONUÇLAR

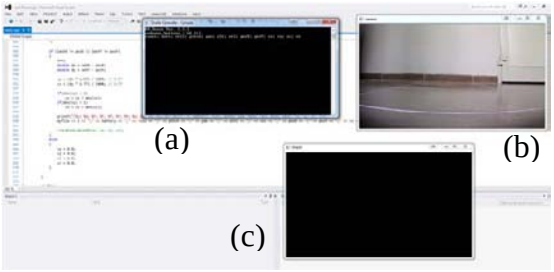
Bu çalışmada geliştirilen yazılım sayesinde, gömülü sistemi 200 Hz'de uçuş kontrolü yapan bir dört rotorlu hava aracının görüntü işleme algoritmaları ile dışarıdan lazer işaretleyicisi ile verilen girdiye göre kontrolü mümkün kılınmıştır.

Hava aracı ve istemci arasındaki IEEE 802.11 kablosuz bağlantı Şekil 12'de gösterildiği gibi gerçekleştirilmektedir.




Şekil 12. Kablosuz bağlantının yapılması.

Bağlantının kurulmasının ardından, geliştirilen konsol tabanlı, OpenCV pencereleri destekli uygulama çalıştırılır. Hava aracı ile başarılı bağlantı kurulduğu anda, konsol ekranında, Şekil 13(a)'da görüldüğü gibi hava aracının gömülü yazılımının sürüm bilgisi, yüzde olarak pil durumu ve kaydedilecek olan algılayıcı bilgilerin ana başlıkları ekrana yazdırılmaktadır.




Şekil 13. Yazılımımızın ilk açılış ekranları (a) konsol penceresi, (b) canlı görüntü (c) filtrelenmiş görüntü.

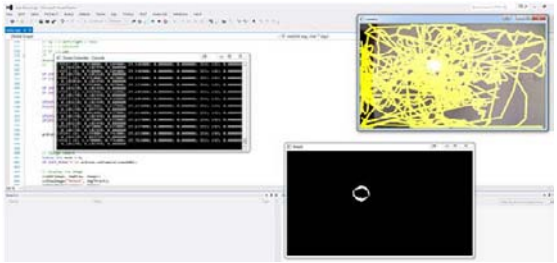
Araç ile video bağlantısı kurulması ardından, OpenCV pencereleri kullanılarak, Şekil 13(b)'de görüldüğü gibi canlı video görüntüsü alınmaktadır. Şekil 13(c)'de ise görüntü alanına girmesi durumunda lazer işaretçisinin filtreli görüntüsü ekrana yansıtılmaktadır.

Dört rotorlu hava aracı ile istemci bilgisayar arasındaki kablosuz bağlantı kurulduğunda sadece kalkış ve iniş komutlarının verilmesi ile Şekil 14'de görüldüğü gibi AR Drone, iki metrelik (önceden AT komutu ile ayarlanmıştır.) kalkışını sağlayarak hareket komutlarını beklemeye başlar. Güvenlik amacı ile AR Drone, görüntü işleme komutlarını sadece havada iken yürütmektedir. AR Drone'un seyir halinde olduğu bilgisi, alt kameradan alınan yer hızı ve ultrasonik algılayıcıdan alınan mesafe bilgisi kullanarak kontrol edilmektedir.



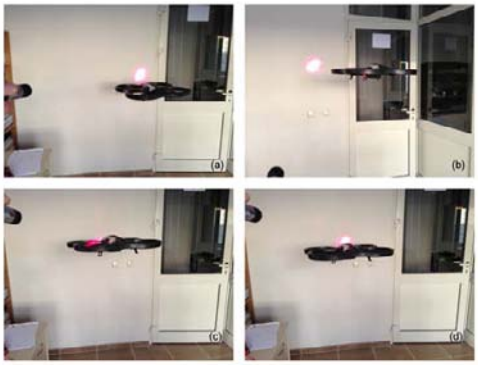
Şekil 14. AR Drone hava aracının havada asılı kalma ve manevra komutu bekleme anı.

Lazer işaretçisinden alınan nokta bilgilerine göre hava aracı artık kontrol edilebilecek konumdadır. Şekil 15'de görüldüğü üzere, test ortamı güneş ışığı altında olmasına rağmen, kullanılan renk paletinin avantajı sayesinde herhangi bir sorun yaşanmamaktadır. Ayrıca ilgili şekilde, canlı ekrana çizilen yol bilgileri ile aracın takip ettiği yol uygulamaya görsellik katılması amacı ile ekran üzerine işlenmiştir.



Şekil 15. Yazılım ile görüntü işleme ve hava aracını kontrol etme aşamasındaki anlık görüntü.

İstemci ekranı dışında, hava aracının laboratuar ortamında gerçekleştirdiği manevralar Şekil 16'da örneklenmiştir.



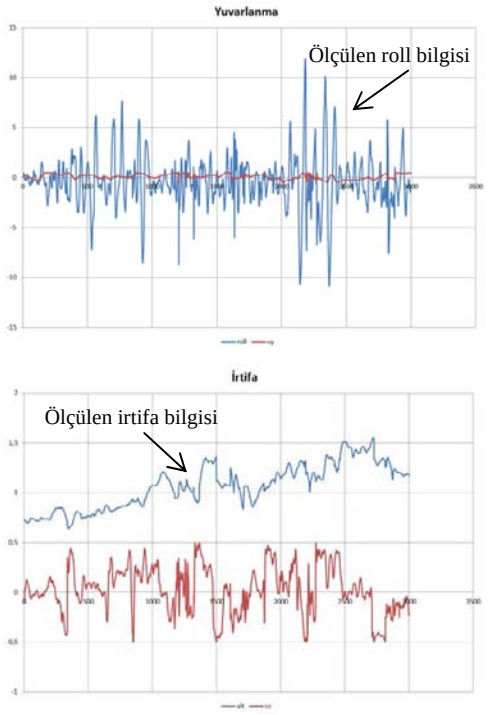
Şekil 16. AR Drone hava aracının lazer işaretçisi ile kontrol anı.

Bu bilgiler haricinde, hava aracının sahip olduğu ataletsel ölçüm sistemi bilgileri kullanılarak elde edilen yunuslama (pitch - derece), yuvarlanma (roll - derece), irtifa (altitude - metre), sapma (yaw - derece), yer hızı (m/s) değerleri Şekil 17'de görüldüğü gibi kaydedilmektedir. Bu kayıt aynı zamanda, içerisinde görüntü işleme ile hesaplanan lazer işaretinin piksel koordinat sistemindeki (x, y) değerini, hesaplanan $v_y$ (yuvarlanma hızı) ve $v_z$ (irtifa hızı) bilgilerini de içerir. Diğer (yunuslama ve sapma) hız bilgileri bu çalışmada kontrol edilmediği için "0" (sıfır) verilerek, sabit tutulmaları sağlanmıştır.



Şekil 17. Uçuş anında kaydedilen verinin Microsoft Excel'e aktarılma örneği.

Dört rotorlu hava aracının, kontrol çıktıları Şekil 18'de gösterilmiştir. Grafiklerden gözlendiği üzere, kullanılan basit kontrolcü, hava aracının dinamik cevabına tam anlamı ile yetişememektedir ve manevraları yumuşatmadan direk olarak uygulatmaktadır. Bu davranış yuvarlanma hareketindeki yüksek hızlı ve yüksek genlikli değişimlerden anlaşılmaktadır.




Şekil 18. Kaydedilen bilgilerin grafiksel çıktıları.

Bu çalışmanın devamında, kullanılan piksel tabanlı kontrolcü yerine, farklı kontrolcü tasarımları kullanılarak çok daha yumuşak karakteristikli bir uçuş seyir çıktısı elde edilmeye çalışılacaktır.

## 6. TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Dokuz Eylül Üniversitesi Rektörlüğü tarafından 2012.KB.FEN.116no'lu BAP projesi kapsamında desteklenmektedir.

## 7. KAYNAKLAR

1. Nonami K.,"Prospect and Recent Research & Development for Civil Use Autonomous Unmanned Aircraft as UAV and MAV", Journal of System and Dynamcis, Japonya, 2007

2. Craighead J.,Murphy R., Burke J., GoldiezB., "A Survey of Commercial & Open Source Unmanned Vehicle Simulators", Robotics and Automation, 2007

3. V. Gavrilets, I. Martinos, B. Mettler, and E. Feron, "Control logic for automated aerobatic flight of miniature helicopter," in Proc. AIAA, Monterey, CA, 2002

4. Bouabdallah S., "Design and Control of Quadrotors with Application to Autonomous Flying", Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, 2007

5. Guenard N., "Control laws for the teleoperation of an unmanned aerial vehicle known as an x4-flyer",in: Proc. (IEEE) International Conference on Intelligent Robots (IROS'06), Çin, 2006

6. Piskorski S., Brulez N., Eline P., D'Haeter F., "AR Drone Developer Guide – SDK 2.0", 2012

7. Bradski G., Kaehler A., "Learning OpenCV: Computer Vision with the OpenCV Library", 2008

# TEK ve ÇİFT TESİRLİ YAPIŞTIRMA BAĞLANTILARININ SERBEST TİTREŞİM DAVRANIŞININ PARAMETRİK OLARAK İNCELENMESİ

Yeliz PEKBEY*, Onur AĞDACI**

*Ege Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 35140, İZMİR
**İTÜ Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Uçak Mühendisliği Bölümü, 34469, Maslak, İSTANBUL
yeliz.pekbey@ege.edu.tr, onur.agdaci@figes.com.tr

## ÖZET

Yapıştırma bağlantılarının titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi, tasarımcılara sağlıklı veriler sunmak için son derece önemlidir. Bu çalışmada, metal malzemelerden imal edilmiş ve yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek ve çift bindirme tipi bağlantılarının serbest titreşim analizleri yapılmıştır. Ayrıca, tek ve çift bindirme bağlantılarında rezonans ve rezonansa yakın titreşimlerden kaçınmak amacıyla ilk altı titreşim modu sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanmıştır. Geometrik tasarım parametrelerini belirlemek için, yapıştırıcı kalınlığı, bindirme uzunluğu ve birleşen parçaların malzemeleri değiştirilerek, her iki bağlantı tipi için, doğal frekans ve mod şekilleri elde edilerek, karşılaştırmalar yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** tek tesirli bindirme bağlantısı, çift tesirli bindirme bağlantısı, serbest titreşim, sonlu elemanlar yöntemi, doğal frekans

## THE INVESTIGATION OF FREE VIBRATION BEHAVIOUR of the SINGLE and DOUBLE ADHESIVE LAP JOINTS

Yeliz PEKBEY, Onur AĞDACI

## ABSTRACT

It is extremely important determination of vibration characteristics of the adhesively bonding connections for designers to provide accurate data. In this study, it has been investigated the free vibration analysis of single and double adhesive lap metal/metal joint. In addition, the six vibration modes are calculated by using the finite element method in order to avoid resonance and vibrations close to the resonance. The natural frequencies and mode shapes can be also obtained and the comparisons between the single and double adhesive lap joint are made to determine the geometric design parameters, such adhesive thickness, overlap length, adherent material.

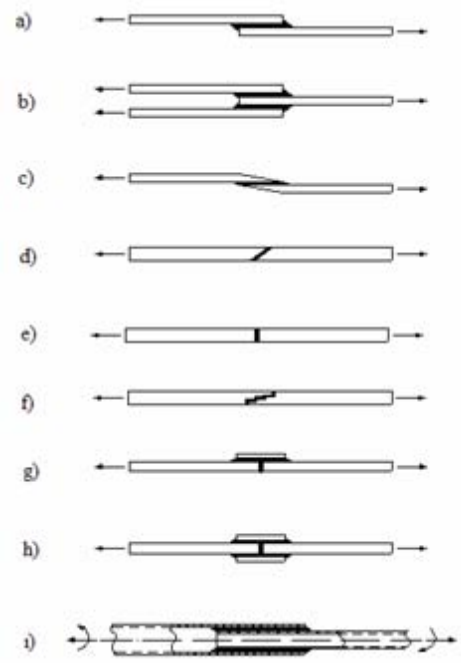
**Keywords:** single lap adhesive joints, double lap adhesive joint, free vibration, the finite element method, natural frequency.

## 1. GİRİŞ

Yapıştırıcı ile birleşmiş bağlantılar, klasik mekanik bağlantı elemanlarına göre, hafiflik, tasarım uygunluğu, düzgün bir gerilme dağılımı, düşük maliyet ve üretim kolaylığı gibi avantajlarından dolayı, uzay, havacılık, otomotiv ve gemicilik gibi pek çok farklı endüstriyel alanlarda kullanılmaktadır. İki ya da daha fazla parçanın sentetik esaslı bir yapıştırıcı ile çözülemeyecek şekilde birleştirilmesiyle bu bağlantılar elde edilir. Yüzeyler arasına çok ince bir tabaka halinde sürülen, bir yüzeyi bir diğer yüzeye bağlamak için kullanılan yapıştırıcı, adhezyon ve kohezyon kuvvetleri ile parça yüzeylerine yapışması sağlanır [1]. Yapıştırma bağlantıları, çok eski zamanlardan beri kullanılmış, özellikle II. Dünya Savaşı sırasında uçak konstrüksiyonlarında metal yapıştırma bağlantılarının kullanımı ile yaygınlaşmıştır. Özellikle son yıllarda birçok yeni yapıştırıcıların üretilmesi ile yapıştırma bağlantıları değişik uygulama alanlarında kulanılmaktadır.

Yapıştırılan parçaların ve yapıştırıcının mekanik özellikleri, yapıştırma bağlantılarının mukavemetini belirler. Bu nedenle, yükleme koşullarına uygun yapıştırıcının seçimi ve yapıştırıcının parçalara sağlıklı bir şekilde yapışması son derece önemlidir. Yapıştırıcı tabaka, yapıştırılan yüzeyler üzerine düzgün ve boşluksuz şekilde ince bir tabaka halinde sürülmelidir. Yapıştırıcı ile bağlanmış sistemlerde, hasarın genellikle plaka ve yapıştırıcı arasında olduğu görülmektedir. Dolayısıyla, yapışma alanının büyüklüğü ve yapıştırıcı tabaka kalınlığı, bağlantının yük taşıma kabiliyetini etkiler. Tasarımcılara sağlıklı veriler sunulabilmesi için, yapıştırma bağlantısının doğru bir şekilde modellenerek uygun hasar kriterinin belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 1'de bindirme bağlantı türleri görülmektedir. Pratikte en çok tek taraflı (Şekil 1a) ve çift taraflı (Şekil 1b) bindirme yapıştırma bağlantıları yaygın olarak kullanılmaktadır.

Yapışma bağlantılarında genel olarak, elastik gerilme analizi, kırılma mekaniği yaklaşımı ve ilerlemeli hasar analizine bağlı olarak çözüm yapılmaktadır. Yapıştırma bağlantılarında, yapıştırıcı bindirme mesafesi uzunluğu, yapıştırıcı kalınlığı, yapıştırılan parçaların şekilleri gibi geometrik parametreler ve yüzey ön işlemleri gibi malzeme modifikasyonları ile yapıştırma bağlantılarınn dayanımı değiştirilebilir.




a) Tek taraflı bindirme bağlantısı b) Çift taraflı bindirme bağlantısı c) Pahlı bindirme bağlantısı d) Açılı bindirme bağlantısı e) Alın bağlantısı f) Kademeli bağlantı g) Tek taraflı takviyeli alın bağlantısı h) Çift taraflı takviyeli alın bağlantısı ı) Silindirik bindirmeli bağlantı

Şekil 1. Bindirme bağlantı türleri [2,3].

Literatürde, yapıştırma bağlantı tipleri üzerinde, analitik, deneysel ve nümerik çalışmalar yapılmıştır [5-18]. Bu çalışmalarda, sürekli ortam mekaniği ve kırılma mekaniği yaklaşımları ile yapıştırıcı ile bağlanmış sistemlerin mukavemetinin nasıl sağlanacağı sorularına cevap aranmıştır.

Mekanik sistemlerde, sisteme etki eden titreşim girdisi, rezonans probleminin ortaya çıkmasına neden olabilir. Bu nedenle sistemin emniyeti açısından statik karakteristiğinin yanında dinamik karakteristiktiğinin de yani serbest titreşim davranışının bilinmesi son derece önemlidir.

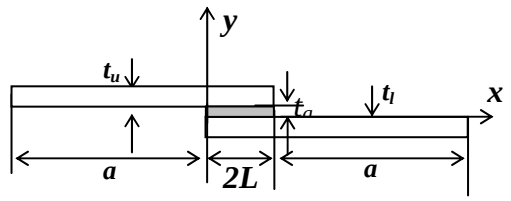
Bu çalışmada, sonlu elemanlar metodu kullanılarak, pratikte yaygın olarak kullanılan tek ve çift tesirli yapıştırıcı bağlantı sistemlerinin serbest titreşim davranışı incelenecektir. Ayrıca, yapıştırılan plakaların malzemesi, yapıştırıcı kalınlığı ve yapıştırıcı bindirme uzunluğu değiştirilerek, bu parametrelerin, doğal frekans ve mod şekilleri

üzerine etkileri tespit edilecektir. Böylece, tek ve çift tesirli yapıştırıcı bağlantı çeşitleri için rezonans ve rezonansa yakın titreşimlerden kaçınmak için ilk altı doğal frekans serbest titreşim modu sonlu elemanlar yöntemi ile tespit edilecektir.

## 2. PROBLEMİN TANIMLANMASI

Bu çalışmada, tek ve çift tesirli tesirli bağlantı türü için doğal frekans ve mod şekilleri bulunmuştur. Geometrik tasarım parametrelerini belirlemek için, yapıştırıcı bindirme uzunluğu (*2L*), yapıştırıcı kalınlığı ($t_a$) ve birleşen parçaların malzemeleri değiştirilmiştir. Yapıştırılan malzeme çiftleri olarak alüminyum (Al-Al), bakır (Cu- Cu) ve çelik (St-St) için kullanılmıştır.

Şekil 2'de tek tesirli yapıştırma bağlantısının geometrisi görülmektedir. Burada, $t_u$ ve $t_l$ sırasıyla üst ve alt yapıştırılan plakaların kalınlıklarını, $t_a$ yapıştırıcı kalınlığını, *2L* ise yapıştırıcı uzunluğunu tanımlamaktadır.




Şekil 2. Tek tesirli yapıştırma bağlantı geometrisi.

Bağlantı geometrisinde, (2*a*+2*L*) uzunluğu 150 *mm*, üst ve alt tabakanın kalınlıkları da birbirine eşit ve $t_u$=$t_l$= 1,8 *mm* olarak alınmıştır. Tüm analizde, 2*a*+2*L* uzunluğu ile plaka kalınlığı sabit olarak alınmıştır.

Tablo 1'de bindirme bağlantısında, yapıştırılan plaka ve yapıştırıcı malzemelerine ait elastisite modülü (E), Poisson oranı ($\upsilon$) ve yoğunluk ($\rho$) değerleri verilmiştir. Analizlerde, kullanılan yapıştırılan plaka ve yapıştırıcı malzemelerin lineer elastik bir davranış sergilediği kabul edilmiştir.

Tablo 1. Tek ve çift tesirli bindirme bağlantısında kullanılan plaka ve yapıştırıcı mazlemelerin mekanik özellikleri

| | ***Yapıştırılan Plaka Malzeme Çiftleri*** | | | ***Yapıştırıcı*** |
|---|---|---|---|---|
| | Al | St | Cu | |
| **Elastisite Modülü E (MPa)** | 71000 | 200000 | 110000 | 4230 |
| **Poisson $\upsilon$ Oranı** | 0,33 | 0,30 | 0,34 | 0,35 |
| **Yoğunluk $\rho$ (kg/m$^3$)** | 2770 | 7850 | 8300 | 1900 |

Geometrik tasarım parametreleri belirlemek için, beş farklı yapıştırıcı kalınlığı ($t_a$ =1 *mm*, 1,05 *mm*; 1,1 *mm*;1,15 *mm*;1,2 *mm*) ve beş farklı yapıştırıcı bindirme uzunluğu (2*L*=10 *mm*, 15 *mm*, 20 *mm*, 25 *mm* ve 30 *mm*) dikkate alınmıştır (Tablo 2).

Tablo 2 İncelenen parametreler ve değişimleri

| ***Yapıştırma Bağlantı türü*** | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Tek tesirli yapıştırma bağlantısı | | | Çift tesirli yapıştırma bağlantısı | | |
| ***Yapıştırılan malzeme çifti*** | | | | | |
| Al-Al | | St-St | | Cu-Cu | |
| ***Geometrik Parametreler*** | | | | | |
| Bindirme Uzunluğu (2*L*) (*mm*) | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |
| Yapıştırıcı kalınlığı, $t_a$ (*mm*) | 1,00 | 1,05 | 1,10 | 1,15 | 1,20 |

## 3. SERBEST TİTREŞİM ANALİZİ

Titreşim, bir sistemde, denge noktası etrafında mekanik salınım olup, serbest ve zorlanmış tireşim olarak iki türde incelenebilir. Oluşan salınımlar, periyodik ya da rastgele olabilir. Serbest titreşim, başlangıç hareketi verilen ve daha sonra serbestçe salınmaya bırakılan sistemlerde meydana gelen titreşim türüdür. Serbest titreşimde, herhangi bir dış kuvvet etkisi olmaksızın iç denge kuvvetlerinin etkisi ile sistemin yapmış olduğu titreşimdir. Sistem kendi frekans yada frekanslarında titreşereksıfıra gidecektir. Örneğin bir çoçuğun salıncakta sallanırken ardından iktirmek ve daha sonra serbest bırakmak bu titreşim türüne örnek olarak verilebilir [19].

Titreşim çoğunlukla, boşa enerji harcanması ve gürültü çıkarması nedeniyle istenmeyen bir durumdur. Dikkatli tasarımlar ile istenmeyen titreşimler en aza indirgenebilir.

Titreşim analizinde, basit kütle-yay-sönüm elemanı modeli incelenir. Bir sistemin, genel hareket denklemi aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \qquad (1)$$

Bu hareket denkleminde, *m* kütle matrisini, *c* ana sönüm matrisini, *k* cismin ana rijitlik matrisini, *F* toplam dış kuvvet vektörünü tanımlamaktadır. $\ddot{x}$ ise ivme vektörünü göstermektedir.

Serbest titreşim yaklaşımında kütleye herhangi bir dış kuvvetin etki etmediği kabul edilirse ve sönümün ihmal edilmesiyle, (1) nolu denklem, aşağıdaki şekli dönüşür:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \qquad (2)$$

(2) numaralı denklemin çözümünde, harmonik hareket yaklaşımı kullanılacak olunursa [20]:

$$\{x\} = \{\phi_i\} sin(\omega_i t + \theta_i) \qquad (3)$$

yani, sistemi, yayı, $\phi_i$ çekerek titreşime başlattığımızı daha sonra serbest bıraktığımız varsayarsak, kütlenin hareketini tanımlayan (2) nolu denklemin çözümü (3) nolu denklem ile verilebilir. Yani kütle, $\phi_i$ genliğinde $\omega_i$ frekansında salınmaktadır.

$$\begin{aligned} \dot{\{x\}} &= \omega_i \{\phi_i\} cos(\omega_i t + \theta_i) \\ \ddot{\{x\}} &= \omega_i^2 \{\phi_i\} sin(\omega_i t + \theta_i) \end{aligned} \qquad (4)$$

Buna göre (3) ve (4) nolu denklemler (2) nolu denklemde yerlerine yerleştirilirse,

$$(k - \omega_i^2 m)\{\phi_i\} = 0 \qquad (5)$$

denklemi elde edilir. Bu denklemlerde, $\phi_i$ öz vektörleri, $\omega_i$ ise sistemin doğal frekanslarını tanımlar.

(5) nolu denklemde $\phi_i$ değerinin sıfır olması, sistemde titreşimin etki etmediği durumlar için geçerlidir. Bu nedenle çözümün yapılabilmesi için, (5) nolu denklemdeki parantez içerindeki terimin sıfıra eşit olması gerekmektedir. Bu eşitlik, bu yaklaşıma göre yeniden düzenlenecek olursa nihai denklem aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\det([K] - \omega_i^2 [M]) = 0 \qquad (6)$$

Bu denklemde $[K]$ ve $[M]$ değerleri, sırasıyla rijitlik ve kütle değerlerinin matris formunda yazılmış hallerini gösterir. Denklem (5)'in çözümüyle elde edilen $\omega_i$ değerleri sistemin doğal frekanslarını oluşturur.

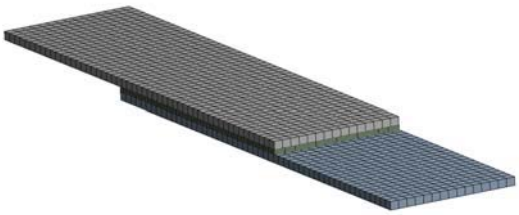
Doğadaki her cisim, doğal titreşim frekansına sahip olup, sonsuz sayıda titreşim ve titreşim şekline sahiptir. Basit sistemlerin, doğal frekans ve şekilleri analitik olarak hesaplanırken, karmaşık sistemlerin doğal frekansları sonlu elemanlar yöntemi veya deneysel yollarla hesaplanabilir. Titreşim analizinde, doğal frekansların hesaplanması ve mod şekillerinin bilinmesi son derece önemlidir. Uygulanan kuvvetin frekansı, sistemin doğal frekansı ile çakışırsa, rezonans meydana gelir. Sistemde rezonans istenmiyorsa, ya kuvvetin frekansı, yada sistemin frekansının değiştirilmesi gerekmektedir.

## 4. SONLU ELEMANLAR METODU

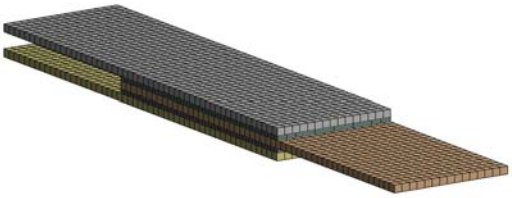
Teorik olarak sonsuz gerilmeler ve sınır şartlarının belirlemenin zor olduğu veya matematiksel olarak gerçek çözümünün olmadığı problemlerde, gerçek çözüm için sadece birer yaklaşım olan nümerik yöntem kullanılır. Sonlu elemanlar metodu; nümerik olarak incelenecek olan problemin, daha küçük parçalara ayrılarak, her birinin kendi içinde çözümlenmesiyle elde edilir. Bu metodunun esas prensibi, öncelikle bir elemana ait sistem özelliklerinin içeren denklemlerin çıkartılıp tüm sistemi temsil edecek şekilde eleman denklemlerini birleştirerek sisteme ait lineer denklem takımının elde edilmesidir.

Bu kısımda, değişik malzemelerden imal edilmiş plakaların yapıştırıcı ile birleştirilmesinden oluşan bindirme bağlantısının serbest titreşim analizleri, sonlu elemanlar yöntemi ile yapılacaktır.

ANSYS kullanılarak modellenen tek ve çift tesirli bindirme bağlantısının sonlu elemanlar modeli (SEM) Şekil 3 ve 4'de gösterilmektedir. Yapıştırılan plaka ve yapıştırıcı tabakasının titreşim sönümleyici özellikleri ihmal edilmiştir.

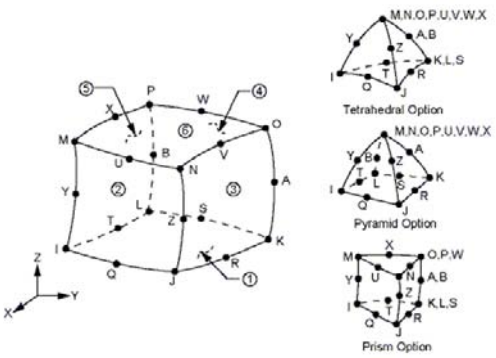


Şekil 3. Tek tesirli yapıştırma bağlantısı SEM modeli



Şekil 4. Çift tesirli yapıştırma bağlantısı SEM modeli

Bağlantının SEM modelinde 3 boyutlu, 20 düğüm noktalı 2. Dereceden Solid 186 (Şekil 5) eleman tipi kullanılmıştır [20].




Şekil 5. Solid 186 Tipi Eleman [19]

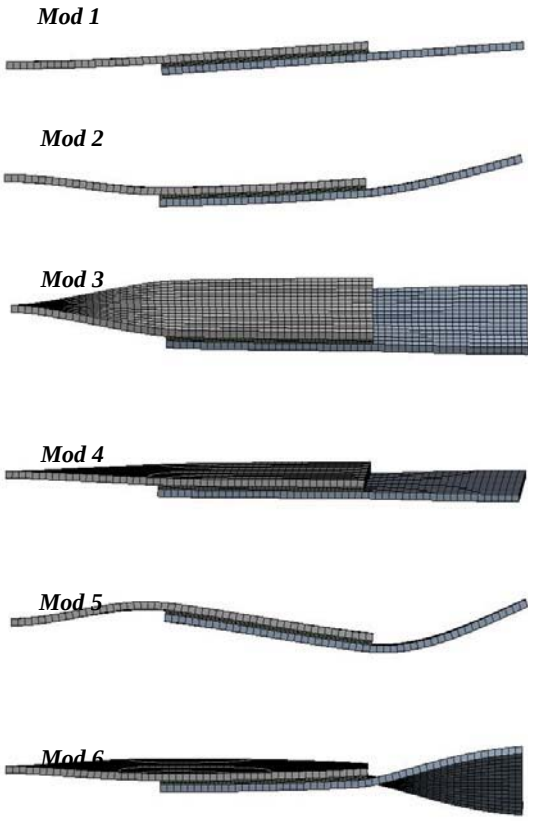
Tek bindirme bağlantısının SEM modelinde her bir plaka için 5908 düğüm noktası ve 795 eleman, yapıştırıcı için ise 6645 düğüm noktası ve 1200 eleman kullanılmıştır. Benzer şekilde, çift bindirme bağlantısında her bir plaka için 5908 düğüm noktası ve 795 eleman, her bir yapıştırıcı için ise 6645 düğüm noktası ve 1200 eleman kullanılmıştır.

## 5. SONUÇLAR

Alüminyum (Al-Al), bakır (Cu- Cu) ve çelikten (St-St) oluşturulmuş plakaların yapıştırıcı ile birleştirilmesinden oluşan tek ve çift tesirli bindirme bağlantılarının titreşim analizinde, yapıştırıcı kalınlığı ve yapıştırıcı bindirme uzunluğu gibi parametrelerin doğal frekans ve mod şekilleri üzerine etkileri incelenmiştir.

Yapılan analizlerde, sistemin toplam boyu yani $2a+2L$ uzunluğu 150 *mm* olarak sabit alınmıştır. Aksi takdirde, yapıştırma bindirme uzunluğu arttığında, bağlantı toplam boyu azalacaktır.

Şekil 6, tek tesirli bindirme bağlantısında, ilk altı mod şeklini göstermektedir.




Şekil 6 Tek tesirli yapıştırma bağlantılarında Mod şekilleri

Tablo 3, 4 ve 5 sırasıyla, Al-Al, Cu- Cu ve St-St plakalarından oluşturulmuş tek bindirme bağlantılarının, ilk altı mod için, yapıştırıcı kalınlığı ve yapıştırma bindirme uzunluğuna bağlı olarak doğal frekanslarını göstermektedir.

Al-Al malzeme çiftinden oluşan tek tesirli bindirme bağlantısında, sabit yapıştırıcı kalınlığı ve değişen bindirme uzunlukları içerisinde, 1. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 65,818Hz. 2. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 438,965Hz. 3. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 630,380Hz. 4. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 1023,300Hz. 5. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 1152,311Hz ve 6. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans değeri ise 2007,364Hz

olarak bulunmuştur. Bu değerler yapıştırıcı kalınlığının 1 mm olmasına karşılık gelir ve kalınlığın artması durumunda, doğal frekans değerleri bu değerlerden daha küçük olduğu görülmüştür.

Tablo 3 Al-Al tek tesirli yapıştırma bağlantılarında parametrelere bağlı doğal frekans değerleri

| | | Al-Al | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| T | L | 1. Mod (Hz) | 2. Mod (Hz) | 3. Mod (Hz) | 4. Mod (Hz | 5. Mod (Hz) | 6. Mod (Hz) |
| 1 | 10 | 65,818 | 403,696 | 630,380 | 1018,050 | 1152,311 | 1965,018 |
| | 15 | 65,577 | 407,408 | 629,742 | 1032,134 | 1150,013 | 1958,853 |
| | 20 | 65,332 | 414,857 | 628,967 | 1033,115 | 1146,683 | 1963,918 |
| | 25 | 65,078 | 425,442 | 628,744 | 1029,337 | 1143,048 | 1980,275 |
| | 30 | 64,825 | 438,965 | 629,285 | 1023,300 | 1140,262 | 2007,364 |
| 1,05 | 10 | 65,797 | 403,256 | 629,306 | 1017,172 | 1151,778 | 1964,368 |
| | 15 | 65,546 | 406,861 | 628,479 | 1031,935 | 1149,405 | 1957,756 |
| | 20 | 65,291 | 414,260 | 627,551 | 1033,084 | 1145,954 | 1962,607 |
| | 25 | 65,029 | 424,826 | 627,199 | 1029,297 | 1142,160 | 1978,903 |
| | 30 | 64,766 | 438,357 | 627,627 | 1023,177 | 1139,187 | 2006,048 |
| 1,1 | 10 | 65,775 | 402,822 | 628,222 | 1016,309 | 1151,236 | 1963,729 |
| | 15 | 65,515 | 406,320 | 627,206 | 1031,754 | 1148,790 | 1956,669 |
| | 20 | 65,251 | 413,669 | 626,126 | 1033,070 | 1145,219 | 1961,304 |
| | 25 | 64,980 | 424,214 | 625,644 | 1029,275 | 1141,268 | 1977,539 |
| | 30 | 64,980 | 424,214 | 625,644 | 1029,275 | 1141,268 | 1977,539 |
| 1,15 | 10 | 65,754 | 402,394 | 627,130 | 1015,462 | 1150,686 | 1963,099 |
| | 15 | 65,484 | 405,784 | 625,925 | 1031,589 | 1148,167 | 1955,591 |
| | 20 | 65,211 | 413,083 | 624,693 | 1033,074 | 1144,479 | 1960,009 |
| | 25 | 64,931 | 423,607 | 624,082 | 1029,271 | 1140,372 | 1976,181 |
| | 30 | 64,650 | 437,150 | 624,288 | 1022,987 | 1137,033 | 2003,433 |
| 1,2 | 10 | 65,733 | 401,970 | 626,029 | 1014,629 | 1150,128 | 1962,477 |
| | 15 | 65,453 | 405,254 | 624,634 | 1031,441 | 1147,537 | 1954,521 |
| | 20 | 65,172 | 412,502 | 623,251 | 1033,095 | 1143,731 | 1958,723 |
| | 25 | 64,882 | 423,004 | 622,512 | 1029,284 | 1139,471 | 1974,831 |
| | 30 | 64,592 | 436,550 | 622,608 | 1022,919 | 1135,953 | 2002,132 |

Tablo 4'den görüleceği üzere, Cu-Cu malzeme çiftinden oluşan tek tesirli bindirme bağlantısında, sabit yapıştırıcı kalınlığı ve değişen bindirme uzunlukları içerisinde, 1. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 47,527Hz. 2. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 320,681Hz. 3. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 459,054Hz. 4. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 746,199Hz. 5. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 829,710Hz ve 6. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans değeri ise 1451,170Hz olarak bulunmuştur.

Tablo 4 Cu-Cu tek tesirli yapıştırma bağlantılarında parametrelere bağlı doğal frekans değerleri

| | | Cu-Cu | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| T | L | 1. Mod (Hz) | 2. Mod (Hz) | 3. Mod (Hz) | 4. Mod (Hz) | 5. Mod (Hz) | 6. Mod (Hz) |
| 1 | 10 | 47,527 | 293,074 | 453,802 | 726,992 | 829,710 | 1416,991 |
| | 15 | 47,442 | 296,449 | 455,075 | 742,278 | 828,571 | 1415,289 |
| | 20 | 47,362 | 302,462 | 456,101 | 746,199 | 827,018 | 1420,303 |
| | 25 | 47,278 | 310,575 | 457,371 | 745,829 | 825,576 | 1432,302 |
| | 30 | 47,193 | 320,681 | 459,054 | 743,442 | 824,992 | 1451,170 |
| 1,05 | 10 | 47,520 | 292,927 | 453,195 | 726,128 | 829,344 | 1417,098 |
| | 15 | 47,433 | 296,261 | 454,402 | 742,143 | 828,187 | 1415,197 |
| | 20 | 47,351 | 302,269 | 455,384 | 746,350 | 826,602 | 1420,113 |
| | 25 | 47,265 | 310,394 | 456,622 | 746,097 | 825,121 | 1432,082 |
| | 30 | 47,178 | 320,526 | 458,282 | 743,753 | 824,494 | 1450,977 |
| 1,1 | 10 | 47,513 | 292,784 | 452,583 | 725,274 | 828,973 | 1417,213 |
| | 15 | 47,424 | 296,077 | 453,722 | 742,019 | 827,798 | 1415,112 |
| | 20 | 47,340 | 302,081 | 454,659 | 746,512 | 826,183 | 1419,928 |
| | 25 | 47,251 | 310,215 | 455,865 | 746,377 | 824,664 | 1431,864 |
| | 30 | 47,251 | 310,215 | 455,865 | 746,377 | 824,664 | 1431,864 |
| 1,15 | 10 | 47,507 | 292,644 | 451,965 | 724,429 | 828,597 | 1417,334 |
| | 15 | 47,415 | 295,897 | 453,034 | 741,905 | 827,404 | 1415,032 |
| | 20 | 47,329 | 301,895 | 453,927 | 746,686 | 825,760 | 1419,745 |
| | 25 | 47,238 | 310,038 | 455,099 | 746,670 | 824,205 | 1431,646 |
| | 30 | 47,148 | 320,218 | 456,710 | 744,414 | 823,495 | 1450,585 |
| 1,2 | 10 | 47,500 | 292,508 | 451,341 | 723,593 | 828,214 | 1417,462 |
| | 15 | 47,405 | 295,720 | 452,340 | 741,802 | 827,006 | 1414,957 |
| | 20 | 47,318 | 301,712 | 453,187 | 746,871 | 825,333 | 1419,565 |
| | 25 | 47,225 | 309,863 | 454,325 | 746,974 | 823,743 | 1431,429 |
| | 30 | 47,133 | 320,065 | 455,911 | 744,764 | 822,995 | 1450,385 |

Tablo 5'de ise St-St malzeme çiftinden oluşan tek tesirli bindirme bağlantısında, sabit yapıştırıcı kalınlığı ve değişen bindirme uzunlukları içerisinde, 1. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 65,483Hz. 2. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 435,019Hz. 3. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 638,244Hz. 4. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 1030,207Hz. 5. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 1144,824Hz ve 6. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans değeri ise 2017,124Hz olarak bulunmuştur.

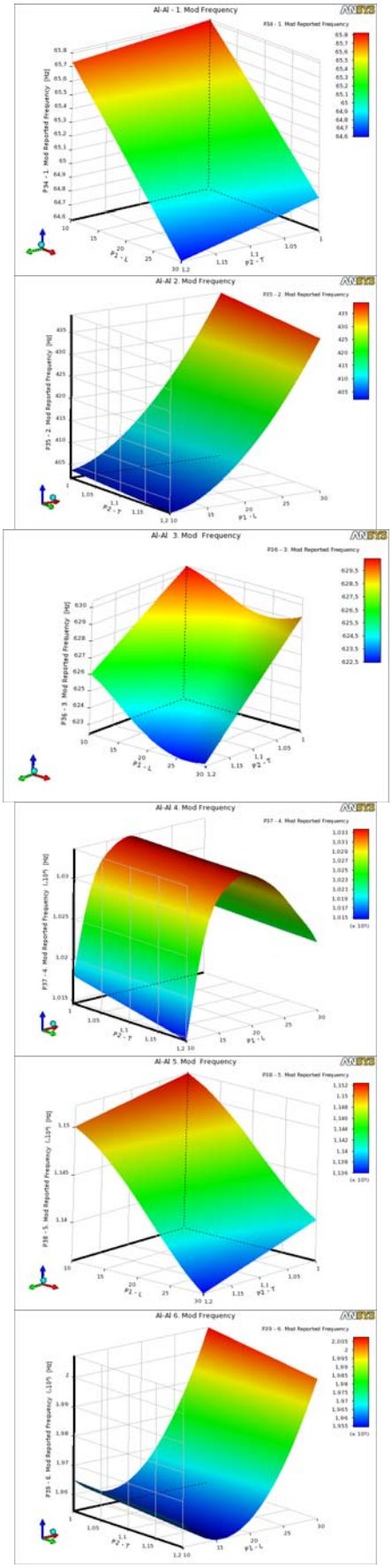
Tablo 5 St-St tek tesirli yapıştırma bağlantılarında parametrelere bağlı doğal frekans değerleri

| | | St-St | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| T | L | 1. Mod (Hz) | 2. Mod (Hz) | 3. Mod (Hz) | 4. Mod (Hz) | 5. Mod (Hz) | 6. Mod (Hz) |
| 1 | 10 | 65,483 | 400,942 | 632,858 | 989,718 | 1144,824 | 1978,355 |
| | 15 | 65,328 | 404,133 | 634,020 | 1019,113 | 1142,529 | 1973,687 |
| | 20 | 65,196 | 411,497 | 635,064 | 1028,732 | 1139,200 | 1978,715 |
| | 25 | 65,061 | 421,893 | 636,402 | 1030,207 | 1135,615 | 1993,290 |
| | 30 | 64,924 | 435,019 | 638,244 | 1027,846 | 1132,841 | 2017,124 |
| 1,05 | 10 | 65,473 | 400,711 | 631,975 | 987,738 | 1144,310 | 1978,378 |
| | 15 | 65,313 | 403,819 | 633,019 | 1018,451 | 1141,985 | 1973,377 |
| | 20 | 65,178 | 411,155 | 633,988 | 1028,661 | 1138,602 | 1978,216 |
| | 25 | 65,041 | 421,550 | 635,272 | 1030,405 | 1134,944 | 1992,704 |
| | 30 | 64,901 | 434,698 | 637,072 | 1028,162 | 1132,087 | 2016,535 |
| 1,1 | 10 | 65,462 | 400,487 | 631,086 | 985,776 | 1143,789 | 1978,413 |
| | 15 | 65,299 | 403,513 | 632,012 | 1017,804 | 1141,435 | 1973,084 |
| | 20 | 65,161 | 410,821 | 632,906 | 1028,606 | 1138,000 | 1977,733 |
| | 25 | 65,020 | 421,216 | 634,134 | 1030,620 | 1134,272 | 1992,132 |
| | 30 | 65,020 | 421,216 | 634,134 | 1030,620 | 1134,272 | 1992,132 |
| 1,15 | 10 | 65,452 | 400,267 | 630,190 | 983,831 | 1143,259 | 1978,461 |
| | 15 | 65,284 | 403,216 | 630,998 | 1017,171 | 1140,878 | 1972,805 |
| | 20 | 65,143 | 410,494 | 631,817 | 1028,567 | 1137,392 | 1977,263 |
| | 25 | 65,000 | 420,888 | 632,988 | 1030,851 | 1133,598 | 1991,573 |
| | 30 | 64,854 | 434,075 | 634,706 | 1028,846 | 1130,585 | 2015,389 |
| 1,2 | 10 | 65,442 | 400,052 | 629,287 | 981,905 | 1142,721 | 1978,517 |
| | 15 | 65,270 | 402,925 | 629,977 | 1016,554 | 1140,314 | 1972,540 |
| | 20 | 65,126 | 410,174 | 630,720 | 1028,543 | 1136,780 | 1976,807 |
| | 25 | 64,979 | 420,567 | 631,835 | 1031,098 | 1132,920 | 1991,024 |
| | 30 | 64,831 | 433,772 | 633,511 | 1029,213 | 1129,834 | 2014,830 |

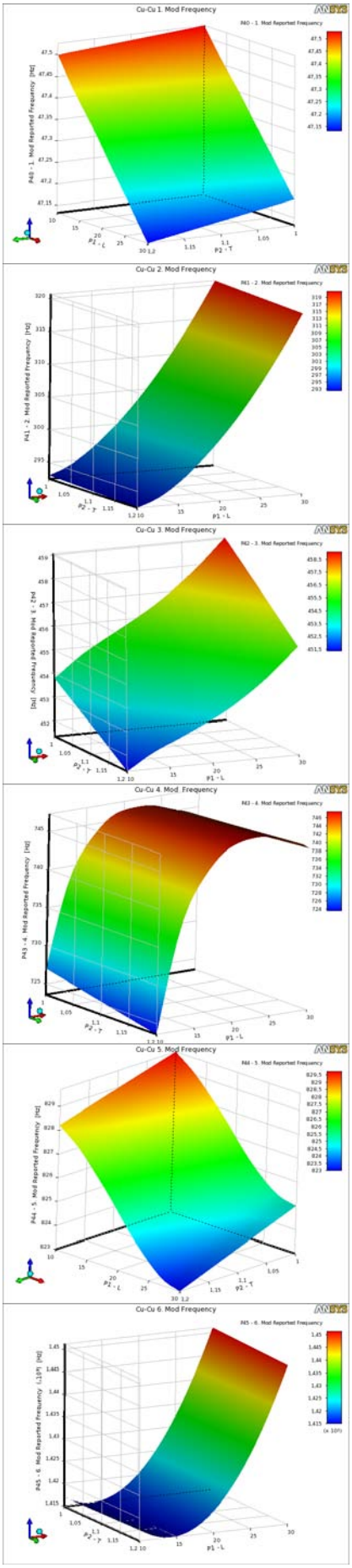
Yapıştırıcı kalınlığının ($t_a$) doğal frekans üzerine etkileri incelendiğinde, aynı yapıştırıcı bindirme uzunluğu ve tüm incelenen malzeme çiftleri için, yapıştırıcı kalınlığı arttıkça ilk doğal frekans değerlerinin de azaldığı görülmektedir.

Bindirme boyunun ($2L$) doğal frekans üzerinde etkileri incelendiğinde, yapıştırıcı kalınlığı sabit olarak alındığında, tüm yapıştırılan malzeme çiftlerinde, ilk doğal frekans değerleri, yapıştırıcı bindirme uzunluğu artıkça azalmaktadır.

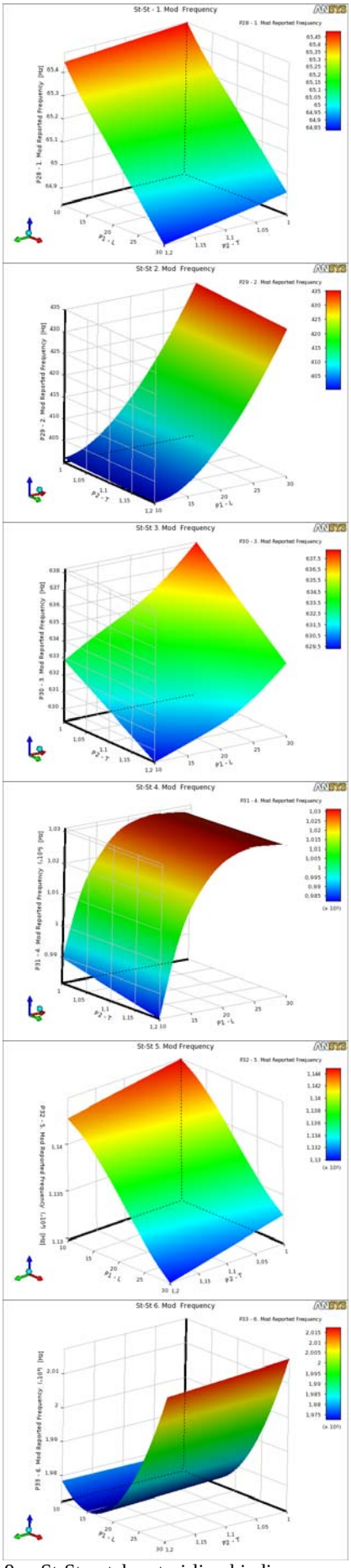
Şekil 7, 8 ve 9'da, tek tesirli yapıştırıcı bağlantılarında, ilk altı mod için, parametrelere bağlı olarak doğal frekansın değişimi verilmektedir.




Şekil 7 Al-Al tek tesirli bindirme yapıştırma bağlantılarında parametrelere bağlı doğal frekansın değişimi

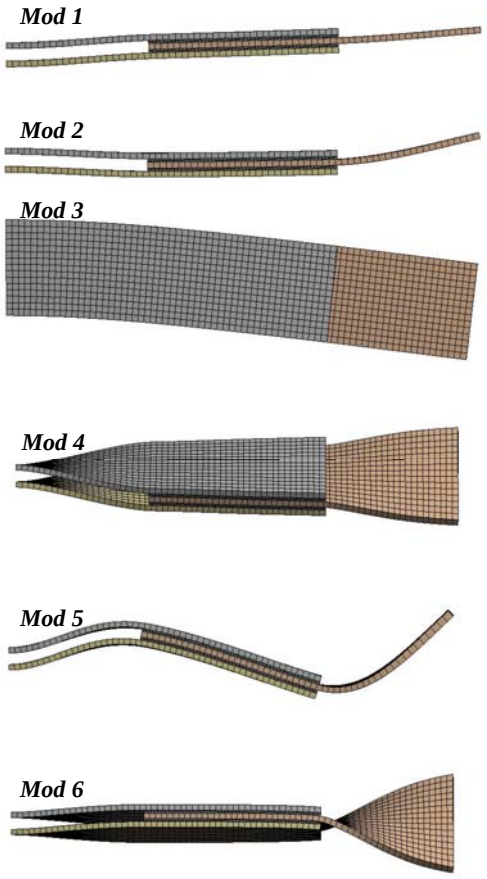



Şekil 8 Cu-Cu tek tesirli bindirme yapıştırma bağlantılarında parametrelere bağlı doğal frekansın değişimi




Şekil 9 St-St tek tesirli bindirme yapıştırma bağlantılarında parametrelere bağlı doğal frekansın değişimi

Çift tesirli bindirme bağlantısında, ilk altı mod şekli Şekil 10'da gösterilmiştir.




Şekil 10 Çift tesirli bindirme yapıştırma bağlantılarında Mod şekilleri

Tablo 6, 7 ve 8 sırasıyla, Al-Al, Cu- Cu ve St-St plakalarından oluşturulmuş çift bindirme bağlantılarının, ilk altı mod için, yapıştırıcı kalınlığı ve yapıştırma bindirme uzunluğuna bağlı olarak doğal frekanslarını göstermektedir.

Tablo 6 Al-Al çift tesirli bindirme yapıştırma bağlantılarında parametrelere bağlı doğal frekans değerleri

| | | Al-Al | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| T | L | 1. Mod (Hz) | 2. Mod (Hz) | 3. Mod (Hz) | 4. Mod (Hz) | 5. Mod (Hz) | 6. Mod (Hz) |
| 1 | 10 | 209,497 | 411,112 | 1087,547 | 1370,044 | 1632,197 | 1859,962 |
| | 15 | 216,773 | 416,645 | 1119,320 | 1358,321 | 1689,187 | 1949,361 |
| | 20 | 223,891 | 427,131 | 1143,439 | 1342,798 | 1734,975 | 1972,471 |
| | 25 | 230,918 | 442,095 | 1165,007 | 1325,592 | 1764,535 | 1998,322 |
| | 30 | 237,878 | 461,374 | 1185,833 | 1307,288 | 1772,940 | 2032,103 |
| 1,05 | 10 | 209,901 | 410,552 | 1091,303 | 1368,646 | 1636,536 | 1858,865 |
| | 15 | 217,205 | 415,974 | 1123,964 | 1356,865 | 1695,127 | 1950,503 |
| | 20 | 224,344 | 426,417 | 1148,693 | 1341,128 | 1742,726 | 1973,592 |
| | 25 | 231,398 | 441,383 | 1170,659 | 1323,669 | 1774,207 | 1999,168 |
| | 30 | 238,394 | 460,701 | 1191,769 | 1305,107 | 1784,338 | 2032,610 |
| 1,1 | 10 | 210,284 | 410,001 | 1095,012 | 1367,250 | 1640,731 | 1857,810 |
| | 15 | 217,612 | 415,314 | 1128,552 | 1355,416 | 1700,891 | 1951,685 |
| | 20 | 224,769 | 425,715 | 1153,894 | 1339,467 | 1750,278 | 1974,757 |
| | 25 | 231,844 | 440,683 | 1176,269 | 1321,756 | 1783,679 | 2000,058 |
| | 30 | 238,872 | 460,041 | 1197,670 | 1302,939 | 1795,567 | 2033,161 |
| 1,15 | 10 | 210,646 | 409,458 | 1098,676 | 1365,856 | 1644,786 | 1856,794 |
| | 15 | 217,996 | 414,663 | 1133,082 | 1353,972 | 1706,485 | 1952,904 |
| | 20 | 225,166 | 425,025 | 1159,042 | 1337,815 | 1757,634 | 1975,965 |
| | 25 | 232,259 | 439,997 | 1181,832 | 1319,856 | 1792,952 | 2000,993 |
| | 30 | 239,313 | 459,396 | 1203,533 | 1300,786 | 1806,623 | 2033,752 |
| 1,2 | 10 | 210,989 | 408,923 | 1102,295 | 1364,463 | 1648,707 | 1855,815 |
| | 15 | 218,357 | 414,022 | 1137,554 | 1352,535 | 1711,913 | 1954,159 |
| | 20 | 225,537 | 424,346 | 1164,134 | 1336,171 | 1764,800 | 1977,213 |
| | 25 | 232,644 | 439,324 | 1187,349 | 1317,966 | 1802,028 | 2001,969 |
| | 30 | 239,720 | 458,763 | 1209,355 | 1298,646 | 1817,507 | 2034,382 |

Al-Al malzeme çiftinden oluşan çift tesirli bindirme bağlantısında, sabit yapıştırıcı kalınlığı ve değişen bindirme uzunlukları içerisinde, 1. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 237,878Hz. 2. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 461,374Hz. 3. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 1185,833Hz. 4. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 1370,044Hz. 5. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 1772,940Hz ve 6. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans değeri ise 2032, 103Hz olarak bulunmuştur.

Tablo 7 Cu-Cu çift tesirli bindirme yapıştırma bağlantılarında parametrelere bağlı doğal frekans değerleri

| | | Cu-Cu | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| T | L | 1. Mod (Hz) | 2. Mod (Hz) | 3. Mod (Hz) | 4. Mod (Hz) | 5. Mod (Hz) | 6. Mod (Hz) |
| 1 | 10 | 150,531 | 299,394 | 775,096 | 986,165 | 1166,161 | 1330,650 |
| | 15 | 156,452 | 304,195 | 801,166 | 983,370 | 1208,189 | 1407,146 |
| | 20 | 162,244 | 312,245 | 821,869 | 976,428 | 1242,449 | 1429,626 |
| | 25 | 168,017 | 323,215 | 840,357 | 967,657 | 1266,247 | 1451,625 |
| | 30 | 173,770 | 337,074 | 857,998 | 957,714 | 1276,434 | 1477,145 |
| 1,05 | 10 | 150,844 | 299,202 | 777,703 | 985,214 | 1169,002 | 1329,686 |
| | 15 | 156,824 | 303,957 | 804,465 | 982,662 | 1212,190 | 1408,700 |
| | 20 | 162,668 | 311,992 | 825,741 | 975,773 | 1247,742 | 1431,452 |
| | 25 | 168,501 | 322,966 | 844,680 | 966,989 | 1272,956 | 1453,467 |
| | 30 | 174,323 | 336,847 | 862,694 | 957,008 | 1284,517 | 1478,852 |
| 1,1 | 10 | 151,143 | 299,016 | 780,283 | 984,263 | 1171,749 | 1328,757 |
| | 15 | 157,179 | 303,724 | 807,720 | 981,957 | 1216,070 | 1410,288 |
| | 20 | 163,074 | 311,745 | 829,568 | 975,121 | 1252,894 | 1433,314 |
| | 25 | 168,964 | 322,722 | 848,960 | 966,326 | 1279,518 | 1455,349 |
| | 30 | 174,850 | 336,626 | 867,351 | 956,307 | 1292,465 | 1480,600 |
| 1,15 | 10 | 151,429 | 298,834 | 782,838 | 983,311 | 1174,403 | 1327,861 |
| | 15 | 157,519 | 303,496 | 810,933 | 981,254 | 1219,835 | 1411,907 |
| | 20 | 163,461 | 311,503 | 833,348 | 974,473 | 1257,909 | 1435,211 |
| | 25 | 169,405 | 322,483 | 853,195 | 965,667 | 1285,933 | 1457,270 |
| | 30 | 175,353 | 336,409 | 871,968 | 955,611 | 1300,278 | 1482,387 |
| 1,2 | 10 | 151,702 | 298,656 | 785,366 | 982,358 | 1176,968 | 1326,996 |
| | 15 | 157,843 | 303,272 | 814,104 | 980,554 | 1223,487 | 1413,557 |
| | 20 | 163,831 | 311,267 | 837,080 | 973,828 | 1262,790 | 1437,141 |
| | 25 | 169,826 | 322,250 | 857,384 | 965,013 | 1292,203 | 1459,227 |
| | 30 | 175,833 | 336,196 | 876,542 | 954,920 | 1307,955 | 1484,211 |

Tablo 7'den görüleceği üzere, Cu-Cu malzeme çiftinden oluşan çift tesirli bindirme bağlantısında, sabit yapıştırıcı kalınlığı ve değişen bindirme uzunlukları içerisinde, 1. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 173,770Hz. 2. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 337,074Hz. 3. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 857,998Hz. 4. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 986,165Hz. 5. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 1276,434Hz ve 6. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans değeri ise 1477,145Hz olarak bulunmuştur.

Tablo 8 St-St çift tesirli bindirme yapıştırma bağlantılarında parametrelere bağlı doğal frekans değerleri

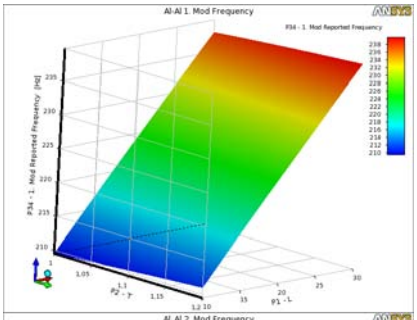
| | | St-St | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| T | L | 1. Mod (Hz) | 2. Mod (Hz) | 3. Mod (Hz) | 4. Mod (Hz) | 5. Mod (Hz) | 6. Mod (Hz) |
| 1 | 10 | 204,011 | 409,267 | 1059,331 | 1349,487 | 1585,812 | 1807,746 |
| | 15 | 212,414 | 414,651 | 1095,075 | 1352,630 | 1645,855 | 1939,522 |
| | 20 | 220,250 | 424,941 | 1123,899 | 1346,018 | 1693,875 | 1974,466 |
| | 25 | 227,972 | 439,319 | 1148,514 | 1335,311 | 1727,681 | 2007,195 |
| | 30 | 235,617 | 457,621 | 1170,602 | 1322,247 | 1742,995 | 2043,688 |
| 1,05 | 10 | 204,367 | 408,981 | 1062,418 | 1347,374 | 1589,000 | 1806,099 |
| | 15 | 212,861 | 414,275 | 1098,923 | 1351,206 | 1650,628 | 1937,754 |
| | 20 | 220,765 | 424,532 | 1128,502 | 1344,825 | 1700,339 | 1975,979 |
| | 25 | 228,561 | 438,905 | 1153,745 | 1334,184 | 1736,004 | 2008,822 |
| | 30 | 236,290 | 457,230 | 1176,337 | 1321,112 | 1753,155 | 2045,247 |
| 1,1 | 10 | 204,707 | 408,702 | 1065,500 | 1345,260 | 1592,084 | 1804,509 |
| | 15 | 213,287 | 413,908 | 1102,740 | 1349,786 | 1655,257 | 1936,050 |
| | 20 | 221,257 | 424,134 | 1133,060 | 1343,639 | 1706,630 | 1977,539 |
| | 25 | 229,123 | 438,503 | 1158,931 | 1333,064 | 1744,138 | 2010,498 |
| | 30 | 236,932 | 456,850 | 1182,033 | 1319,985 | 1763,135 | 2046,855 |
| 1,15 | 10 | 205,033 | 408,430 | 1068,577 | 1343,146 | 1595,068 | 1802,971 |
| | 15 | 213,696 | 413,550 | 1106,525 | 1348,370 | 1659,749 | 1934,408 |
| | 20 | 221,727 | 423,746 | 1137,574 | 1342,459 | 1712,751 | 1979,143 |
| | 25 | 229,659 | 438,111 | 1164,070 | 1331,953 | 1752,084 | 2012,219 |
| | 30 | 237,544 | 456,480 | 1187,688 | 1318,867 | 1772,934 | 2048,510 |
| 1,2 | 10 | 205,345 | 408,164 | 1071,647 | 1341,030 | 1597,955 | 1801,481 |
| | 15 | 214,086 | 413,201 | 1110,276 | 1346,959 | 1664,107 | 1932,822 |
| | 20 | 222,176 | 423,367 | 1142,041 | 1341,286 | 1718,708 | 1980,788 |
| | 25 | 230,170 | 437,729 | 1169,162 | 1330,848 | 1759,846 | 2013,983 |

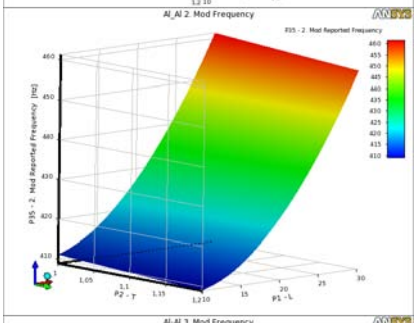
Tablo 8'de ise St-St malzeme çiftinden oluşan çift tesirli bindirme bağlantısında, sabit yapıştırıcı kalınlığı ve değişen bindirme uzunlukları içerisinde, 1. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 235,617Hz. 2. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 457,621Hz. 3. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 1170,602Hz. 4. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 1352,630Hz. 5. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans 1742,995Hz ve 6. mod değerleri arasında en büyük doğal frekans değeri ise 2043,688Hz olarak bulunmuştur.

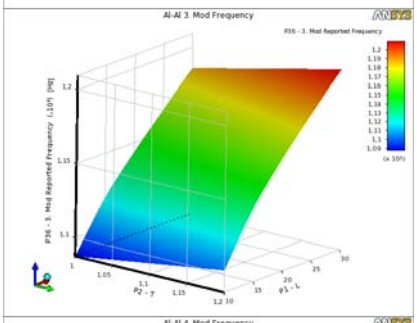
Çift tesirli yapıştırma bağlantılarında yapıştırıcı kalınlığının ($t_a$) doğal frekans üzerine etkileri incelendiğinde, aynı yapıştırıcı bindirme uzunluğu ve tüm incelenen malzeme çiftleri için, yapıştırıcı kalınlığı arttıkça ilk doğal frekans değerlerin de artış gözlemlenmiştir.

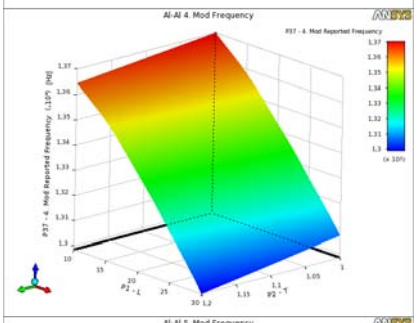
Bindirme boyunun ($2L$) doğal frekans üzerinde etkileri incelendiğinde, yapıştırıcı kalınlığı sabit olarak alındığında, tüm yapıştırılan malzeme çiftlerinde, ilk doğal frekans değerleri, yapıştırıcı bindirme uzunluğu artıkça artmaktadır.

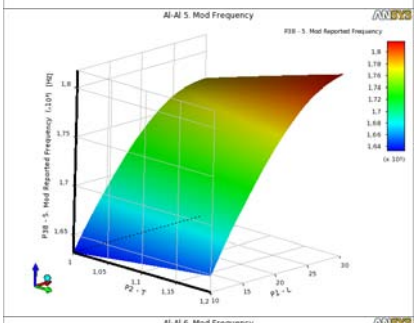
Şekil 11, 12 ve 13'de, çift tesirli yapıştırıcı bağlantılarında, ilk altı mod için, parametrelere bağlı olarak doğal frekansın değişimi verilmektedir.

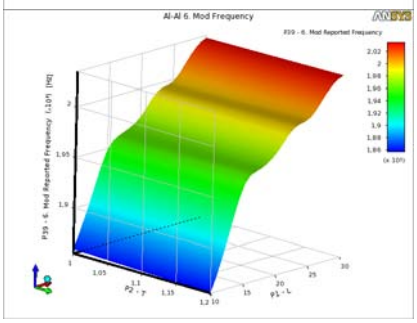


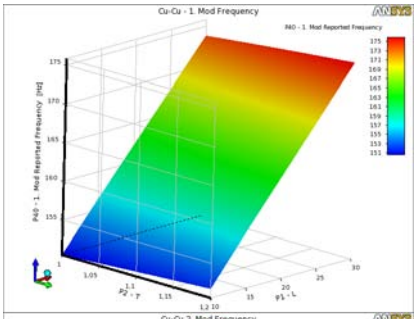



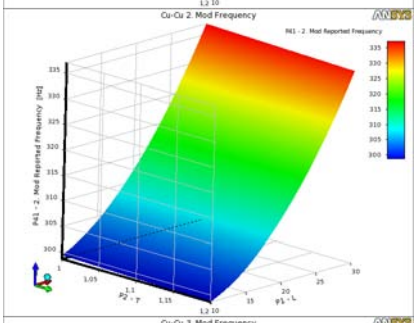



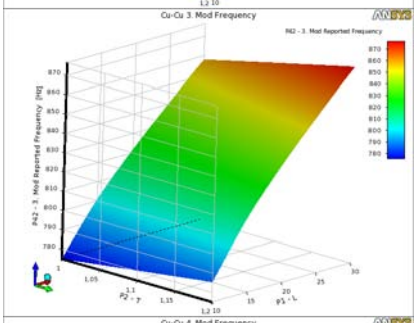



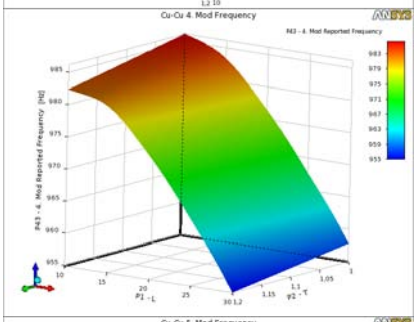



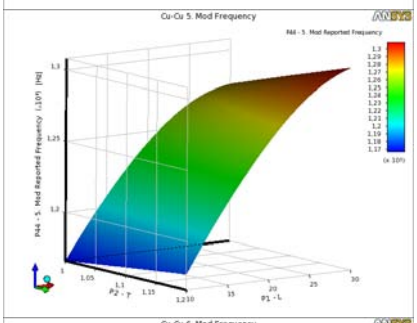

Şekil 11 Al-Al çift tesirli bindirme yapıştırma bağlantılarında parametrelere bağlı doğal frekansın değişimi

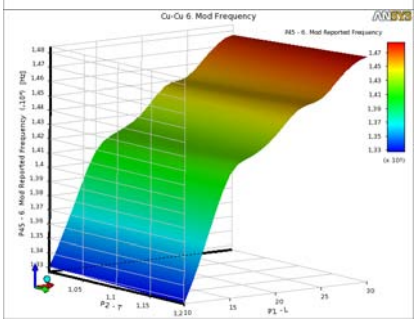


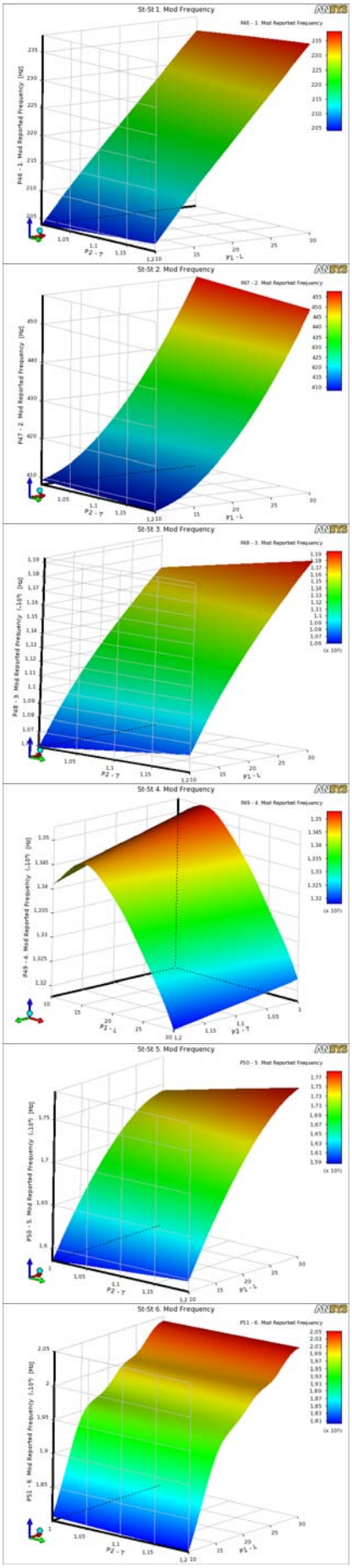




Şekil 12 Cu-Cu çift tesirli bindirme yapıştırma bağlantılarında parametrelere bağlı doğal frekansın değişimi




Şekil 13 St-St çift tesirli bindirme yapıştırma bağlantılarında parametrelere bağlı doğal frekansın değişimi

Yapılan analizler neticesinde; 1, 2, 4, 5 ve 6. mod şekilleri ve bu mod şekilleri incelendiğinde, mod şekillerinin sinüs eğrileri seklinde olduğu ve mod numarası arttıkça sinüs eğrilerinin de sıklığının arttığı görülmektedir.

## 6. DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmada, tek tesirli ve çift tesirli yapıştırma bağlantılarının titreşim karakteristikleri ve bunun doğal frekans ile mod şekilleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Analizleri gerçekleştirilen tek tesirli ve çift tesirli bağlantı türlerine ek olarak, yapıştırıcı kalınlığı ve yapıştırıcı bindirme uzunluğunun doğal frekans ve mod şekillerine olan etkisi de belirlenmiştir. Bunun için, alüminyum, bakır ve çelikten imal edilmis plakaların yapıstırıcı ile birlestirilmesi ile olusan bindirme baglantılarının, dogal frekanslarına ve mod sekillerine etki eden yapıştırıcı kalınlığı ve yapıştırıcı bindirme uzunluğu gibi temel parametreler dikkate alınarak titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir.

Yapıştırma bağlantılarında yapıştırıcı malzemenin özelliği ne kadar önemli ise yapıştırılan parçaların malzemesi, yükleme durumu da bir o kadar önemlidir. Bu çalışmada, aynı yapıştırıcı ile üç farklı yapıştırılan malzeme çifti tercih edilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Farklı yapıştırıcı kalınlıkları ve yapıştırıcı bindirme boyu dikkate alınarak yapılan analizlerde bu değerlerin değişmesi ile titreşim modlarının da değiştiği görülmüştür.

Yapılan analizler sonucunda tek ve çift tesirli bindirme bağlantılarında, her üç malzeme çiftinde (Al-Al, Cu-Cu ve St-St) yapıştırıcı kalınlığı ($t_a$) ve bindirme boyu ($2L$) 'ndaki değişimlerin doğal frekanslar üzerindeki davranışları birbirleri arasında benzer özellikler gösterdiği görülmüştür. Doğal frekanslar hesaplanırken yapının rijitliği dolayısıyla elastisite modülü ve kütlesi önemli olduğu için böyle bir davranışın gözlemlenmesi beklenilmektedir.

Buna ek olarak, yapıştırıcı kalınlığındaki değişimlerin doğal frekans üzerindeki etkisi oldukça düşüktür. Bunun nedeni yapıştırma kalınlığının oldukça küçük olması öngörülebilir. Bindirme boyunun artması ile

bağlantının rijitliği artmaktadır. Bu nedenle doğal frekanslarda bindirme boyuna bağlı olarak önemli ölçüde değişmektedir.

Tek tesirli yapıştırma bağlantılarında, yapıştırıcı bindirme boyunun (2L) büyümesi ile elde edilen sistemin doğal frekansının azaldığı görülmüştür. Çift tesirli yapıştırma bağlantılarında ise bindirme boyunun büyümesi ile daha rijit bir sisitem elde edilmiş ve sistemin doğal frekansı artmıştır.

Benzer şekilde oluşan mod şekilleri yapıştırıcı kalınlığı ($t_a$) ve bindirme boyu ($2L$) 'na bağlı olarak değişmediği gözlemlenmiştir.

Farklı yapıştırıcı kalınlıkları ve bindirme uzunlukları kullanılarak yapılan analizlerde kalınlığın ve bindirme uzunluğunun serbest titreşim analizinde etkisinin olduğu görülmüştür. Bu nedenle tasarımı gerçekleştirilecek olan sistemlerde yapıştırıcı boyu ve kalınlığı da dikkate alınmalıdır.

## 7. KAYNAKLAR

[1] Tın, S., Tek bindirmeli yapıştırma bağlantılarının tasarım ve analizi, Yüksek Lisans Tezi, Afyonkarahisar Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2006.

[2] Adams, RD., "Strength Predictions for Lap Joints, Especially with Composite Adherents, A Review", Journal of Adhesion, 30, p.219-242, 1989.

[3] Çalık, A., Yapıştırıcılar ve köşeleri yuvarlatılmış basamaklı bindirme yapıştırıcı bağlantılarda gerilme analizi, Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2008.

[4] Dias Loureiro ALC., Determination of the strain distribution in the adhesive joints using Fiber Bragg Grating (FBG), Master Thesis, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2011.

[5] Lucas FM., da Silva, A., Paulo JC., Neves, D., Adams RD., Spelt JK., "Analytical models of adhesively bonded joints—Part I: Literature survey", International Journal of Adhesion & Adhesives 29, p.319–330, 2009.

[6] da Silva LFM., das Neves PJC., Adams RD., Spelt JK., "Analytical models of adhesively bonded joints—Part II: Comparative study", International Journal of Adhesion & Adhesives, 31, p.331–41, 2009.

[7] Pereira AM., Ferreira JM., Antunes FV., Bártolo, PJ., "Analysis of manufacturing parameters on the shear strength of aluminium adhesive single-lap joints", Journal of Materials Processing Technology 210, p.610–617, 2010.

[8] Neto ABP., Campilho RDSG., da Silva, LFM., "Parametric study of adhesive joints with composites", International Journal of Adhesion & Adhesives 37, p.96–101, 2012.

[9] Mokhtari, M., Madani, K., Belhouari M., Touzain, S., Feaugas X., Ratwani, M., "Effects of composite adherent properties on stresses in double lap bonded joints", Journal of Materials & Design 44, p.633–639, 2013.

[19] Apalak, M.K., Ekici, R., Yıldırım, M., "Free vibration analysis and optimal design of an adhesively bonded double containment cantilever joint", Journal of Scientific Industrial Research, 67, p.797-806, 2008.

[11] Güvendik, Ö., Çeşitli yapıştırıcılarla birleştirilmiş, kompozit, ortotropik levha (plaka) ve/veya panellerin serbest eğilme titreşimlerinin analizi" (hava-aracı yapısal sistemlerinde), Yüksek Lisans Tezi, Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2004.

[12] Patil, YB., Barjibhe RB., "Modal Analysis of Bonded joints of different materials", International Journal of Modern Engineering Research (IJMER), 3 (2), p.633-636, 2013.

[13] Deshmukh, RA., Sonawane, SA., "Vibration analysis of adhesively bonded lap joint", Proc. of Int. Conf. on Advances in Robotics, Mechanical Engineering and Design, p. 27-29, 2011.

[14] Vaziri A., Nayeb-Hashemi H., Hamidzadeh HR., "Experimental and Analytical Investigations of the Dynamic Response of Adhesively Bonded Single Lap Joints", Journal of Vibration and Acoustics, 126, p.84-91, 2004.

[15] He, X., "Numerical and experimental investigations of the dynamic response of bonded beams with a single-lap joint", International Journal of Adhesion and Adhesive, 37, p.79-85, 2012

[16] Gunes, R., Apalak, MK., Yildirim M., "The free vibration analysis and optimal design of an adhesively bonded functionally graded single lap joint", International Journal of Mechanical Sciences, 49, p.479–499, 2007.

[17] He, X., Oyadiji, SO., "Influence of adhesive characteristics on the transverse free

vibration of single lap jointed cantilever beams", Journal of Materials Processing Technology, 119, p.366-373, 2001.
[18] Apalak, MK., Yıldırım, M., "Free Vibration Analysis and Optimal Design of a Clamped-free Single Lap Joint with Unidirectional Laminated Narrow Plates", Journal of Thermoplastic Composite Materials 22, p.183-211, 2009.
[19] tr.wikipedia.org/wiki/Titreşim (Erişim tarihi 28 Haziran 2013)
[20] ANSYS User's Guide and tutorial.

# OTOMOBİL RADYAL LASTİKLERİN STATİK YOL PÜRÜZLÜLÜK KARAKTERİSTİKLERİNİN SONLU ELEMANLAR METODU İLE BELİRLENMESİ

**Veysel ALKAN**

Pamukkale Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 20070, Kınıklı, Denizli
valkan@pau.edu.tr

## ÖZET

Radyal lastiklerin, statik yol pürüzlülük karakteristiklerinin belirlenmesi için üç boyutlu (3-D) sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Lastiğin düşey kuvvet karakteristiği pürüzlü (engel yerleştirilen yol şartları) ve pürüzsüz (düz, engel bulundurmayan) yol şartlarında incelenmiştir. Sonlu elemanlar metodu ile elde edilen sonuçların deneysel sonuçlar ile kıyaslanmasıyla, oluşturulan modelin geçerlilik alanı belirlenmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki, belirli bir düşey yer değiştirme değerine kadar model sonuçları deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğu görülmüştür. Ayrıca, model sonuçları, lastiklerin tipik statik yol pürüzlülük karakteristik özelliği olan engel tipine bakılmaksızın, jant merkezinin hemen altına yerleştirildiği zaman, bütün düşey kuvvet eğrileri belli bir düşey yer değiştirme değerinden sonra kesişmekte olduğunu göstermiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Lastik, engel, sonlu elemanlar metodu

# DETERMINATION OF STATIC ENVELOPING CHARACTERISTICS OF AUTOMOBILE RADIAL TIRES BY USING THE FINITE ELEMENT METHOD

## ABSTRACT

To investigate static enveloping characteristics of radial tires, a three dimensional (3-D) finite element model is proposed. Vertical stiffness of the tire is examined on a flat surfaces with and without cleat. Comparisons of numerical and experimental results are given to show the validity of the proposed model. It is shown that after a certain displacement, the results of the proposed model agree well with experimental results. In addition, model results show that regardless of the type of the cleat placed under the rim center (hub center), all vertical force curves intersect after a certain displacement which is the typical static enveloping characteristics.

**Keywords**: Tire, cleat, finite element method

## 1. GİRİŞ

Lastik, araçların en önemli parçalarından biridir. Hava direnci ve aracın ağırlık etkisi haricinde, araca etki eden tüm kuvvetler lastik ile yol arasında oluşan temas bölgesinden kaynaklanmaktadır. Daha gerçekçi ve hassas bir araç modellenmesi için lastiğe etki eden kuvvetlerin doğru bir şekilde hesaplanması gerekir. Literatüre bakıldığında genel olarak lastik modellerini üç ana başlık altında toplamak mümkündür: Analitik, deneysel ve sonlu elemanlar metodu. Analitik çalışmalar hızlı sonuç vermelerine karşın, denklemlerin çözülebilmesi ancak belli kabullerin yapılması ile mümkün olmaktadır (Lastik-yol ara yüzeyinin boyutları, basınç dağılımı gibi). Bu durum ise lastiğin detaylı olarak incelenmesini mümkün kılmamaktadır. Ayrıca, lastiğin ana yapısını teşkil eden kauçuk malzemeler, lastiğin modellenmesinde ilave zorluklar getirmektedir. Lastik, hem geometrik hem de malzeme olarak doğrusal olmayan davranış göstermektedir. Ayrıca, normal yol koşullarında, lastik büyük oranda dönme ve yer değiştirmelere maruz kalmaktadırlar. Bu durum lastiğin analitik

olarak incelenmesini zorlaştırmaktadır. Bunlara ilaveten, lastiğin herhangi bir engel ile teması, çözüm için ilave zorluklar getirmektedir. Deneysel çalışmalar ise gerçek yol şartlarında ya da laboratuarlarda gerçekleştirilmektedir. Ancak, herhangi bir parametrenin lastiğin davranışına olan etkisinin detaylı olarak incelenmesi için, ilave deneylerin yapılması gerekmektedir. Bu durum ise hem ekonomik hem de zaman açısından deneysel çalışmaların olumsuz tarafıdır. Diğer taraftan, sonlu elemanlar metodu, bilgisayar teknolojisinin gelişimi paralelinde bu alanda önemli bir yer teşkil etmektedir. Bu yöntem ile lastik davranışı detaylı olarak incelenebilmektedir. Ancak, lastiğin sonlu elemanlar metodu ile detaylı olarak modellenmesi bilgisayar kapasitesi ile sınırlı olmaktadır.

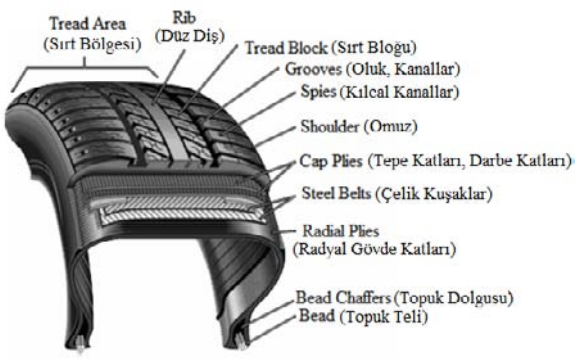
Literatürde lastik ile ilgili pek çok çalışma mevcut olup, lastiğin yol pürüzlülük karakteristiği ile ilgili çalışmalar daha ziyade sınırlıdır. Lugner v. d., [1] ve Lugner ve Plöchl [2] detaylı olarak lastik modelleri ve lastik ile ilgili deneysel çalışmalar hakkında çalışma yapmışlardır. Bu çalışmalarda lastik-engel etkileşiminin incelenmesinin gerekliliği vurgulanmıştır. Benzer bir çalışmayı da Hanley v. d., [3] yapmıştır. Dihua ve Chengjian [4] lastiğin statik olarak yol pürüzlülük karakteristiğini incelemek için, deneysel modal parametrelerini kullanan bir model oluşturmuşlardır. Hem düz yüzey hem de silindir yüzey koşullarını göz önüne almışlardır. Bu çalışmayı temel alarak, Dihua v. d., [5] lastik yanağının lineer olmayan karakteristiğini göz önüne alarak bir model önermişlerdir. Ayrıca, Dihua ve Chengjian' ın [4] ile verilen çalışmasını temel alarak, Chengjian ve Dihua [6], modal parametrelerinin ve lastik yanağının lineer olmayan karakteristiğinin etkisini incelemişler ve geliştirdikleri modelin sonuçlarının daha iyi olduğunu göstermişlerdir.

Mousseau ve Clark [7], ABAQUS programını kullanarak lastik modeli oluşturmuşlardır. Modelde lastik elastik destek üzerinde halka biçiminde düşünülmüştür. Deneyler düz yüzeyli deney seti kullanılarak yapılmıştır. Yazarlar, lastiğin yanaklarının eğilme ve uzama etkilerinin göz önüne alınması gerekliliğini vurgulamışlardır. Kang [8], lastiğin statik yol pürüzlülük karakteristiklerini içeren bir lastik modeli oluşturarak lastiğin doğal frekanslarını hesaplamıştır. Bu model üç sertlik değeri içermektedir: yanak, statik yol pürüzlülük ve düşey sertlik değerleri. Ayrıca Kang, deneysel çalışmalarda yapıp oluşturduğu modelin geçerlilik alanını ve sertlik değerlerinin lastiğin doğal frekanslarına olan etkisini incelemiştir. Bunlara ilaveten, Kang lastiğin statik yol pürüzlülük karakteristiklerinin incelenmesinin önemini vurgulamıştır.

En temel yükleme durumlarından biri, lastiğin düz yüzeyde deformasyonudur. Buna karşın, lastiğin en önemli parametrelerinden biri düşey sertlik değeridir. Aynı yükleme değerlerinde, lastik farklı sürüş ve yüzey koşullarında farklı özellik göstermektedir. Bu durum ise lastiğin yol pürüzlülük karakteristiği olarak tanımlanabilir. Bu çalışmada, lastiğin statik yol pürüzlülük karakteristiklerinin belirlenmesi için üç boyutlu (3-D) sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Lastiğin düşey kuvvet karakteristiği pürüzlü ve pürüzsüz yol şartlarında incelenmiştir. Sonlu elemanlar metodu ile elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlar ile kıyaslanarak, oluşturulan modelin geçerlilik alanı belirlenmiştir. Bunun için Alkan v. d., [9] ve Alkan'ın [10] yapmış olduğu deneysel çalışmalar referans olarak alınmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki, belirli bir düşey yer değiştirme değerine kadar model sonuçları deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğu görülmüştür. Ayrıca, model sonuçları, lastiklerin tipik statik yol pürüzlülük karakteristik özelliği olan engel tipine bakılmaksızın, engelin jant merkezi hizasında yol yüzeyine yerleştirildiği zaman, bütün düşey kuvvet eğrileri belli bir düşey yer değiştirme değerinden sonra kesişmekte olduğunu göstermiştir.

## 2. SONLU ELAMANLAR METODU İLE LASTİĞİN MODELLENMESİ

Pnömatik lastiklerin sonlu eleman modellemesi, yapısal dizaynda en zor problemlerden biridir [11]. Şekil 1'de tipik bir radyal lastiğin yapısı gösterilmiştir.




Şekil 1. Radyal lastiğin yapısı [12].

Bu çalışmada 155 R 13 78 S otomobil lastiği kullanılmıştır. Lastiğin üretici firmalar tarafından belirlenen özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

**Tablo 1.** 155 R 13 Lastiğinin Özellikleri [13].

| | |
|---|---|
| **Önerilen Jantlar** | 4.5 B x 13 veya 5.00 B x 13 |
| **Şişirilmiş Kesit Genişliği** | 157 mm |
| **Şişirilmiş Dış Çap** | 578 mm |
| **Azami Yük** | 4220 N |
| **Azami Şişirme Basıncı** | 220 kPa |

Bu lastikte, bir adet tekstil gövde katı, iki adet çelik kuşak katı ve dört çeşit kauçuk malzeme vardır. Lastik ile ilgili malzeme özellikleri Tönuk [13] ve Tönuk & Ünlusoy'un [14] çalışmalarından alınmıştır. Lastiğin geometrik ve malzeme özellikleri Tablo 2, 3 ve 4'de verilmiştir.

**Tablo .2.** Kauçuk Malzeme için Mooney-Rivlin Malzeme Sabitleri [14].

| **Kauçuk Malzeme** | **$C_{10}$** | **$C_{01}$** |
|---|---|---|
| Topuk Dolgusu | 14.14 *MPa* | 21.26 *MPa* |
| Yanak | 171.8 *kPa* | 830.3 *kPa* |
| Sırt Dolgusu | 140.4 *kPa* | 427 *kPa* |
| Sırt | 806.1 *kPa* | 1.805 *MPa* |

**Tablo 3**. Takviye Malzemelerinin Elastik Özellikleri [14].

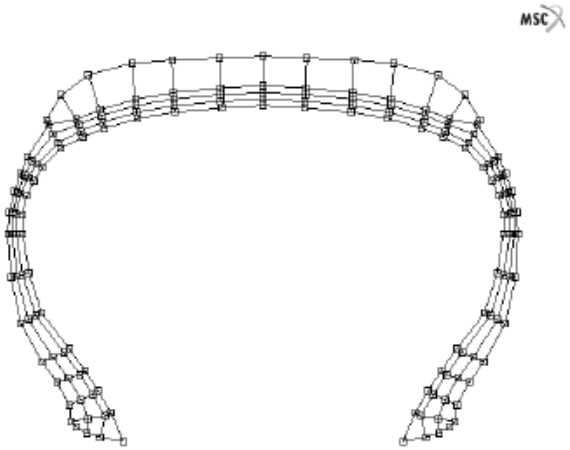
| **Karkas Malzeme** | **Çekideki Modulus Değeri** | **Basıdaki Modulus Değeri** |
|---|---|---|
| Tekstil Gövde Katı | 3.97 *GPa* | 198.5 *MPa* |
| Çelik Kuşak Katı | 200 *GPa* | 100 *GPa* |

**Tablo 4**. Takviye Malzemelerinin Geometrik Özellikleri [13].

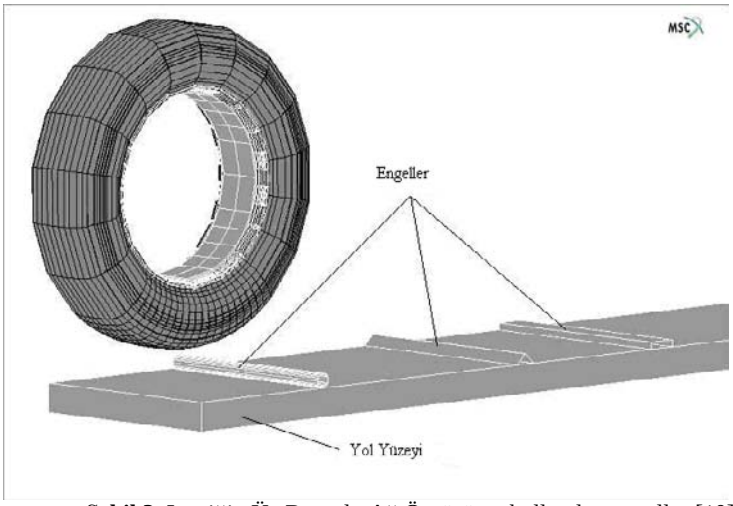
| **Takviye Tipi** | **Kord Açısı [$^0$]** | **Kord Çapı [*mm*]** | **Desimetrede Uç Sayısı** | **Eşdeğer Kalınlık [*mm*]** |
|---|---|---|---|---|
| Kopuk Teli | 0 | 1 | - | - |
| Karkas Katı | 90 | 0.68 | 79 | 0.120 |
| Çelik Kuşak (Çelik) | ±20 | 0.25 | 330 | 0.162 |
| Çelik Kuşak (Tekstil) | ±20 | 1 | 112 | 0.878 |
| Çelik Kuşak (Sıfır) | 0 | 0.68 | 100 | 0.363 |

Lastikte bulunan polimer malzemeler, doğrusal olmayan malzeme modeli (Mooney-Rivlin Malzeme Modeli) kullanılarak modellenmiş olup, takviye malzemeleri ise programda mevcut olan rebar (Reinforcement Bars) elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Rebar elemanlarının modellenmesi için beş değer gereklidir: Rebar açısı, rebar alanı, rebar katmanın ilgili elemandaki yeri, birim uzunluğa düşen rebar sayısı ve malzeme özellikleri [15]. Rebar elemanlar kullanılarak, takviye elemanları ile dolgu elemanları ayrı malzeme özellikleri ile modellenebilmekte ve de aynı düğüm noktalarını kullandıklarından modelin serbestlik derecesini artırmamaktadır. Lastik modeli oluşturulurken, doğrusal elemanlar kullanılmıştır. Böylece çözüm zamanından kazanılmış olmaktadır. Lastiğin sırt kısmı düz olarak kabul edilmiştir. Lastiğin üç boyutlu modeli, kesitin simetrik ekseni etrafında döndürülerek elde edilmiştir. Önce lastik kesitin analizi yapılıp, daha sonra bu sonuçlar üç boyutlu model için başlangıç şartları olarak kabul edilerek üç boyutlu modelin analizi yapılmaktadır. Bu analiz programda mevcut AXITO3D özelliği kullanılarak yapılmaktadır. Bu tür analiz direk yapılan üç boyutlu çözüme göre çözüm süresini kısaltmaktadır. Ayrıca kauçuğun viskoelastik özellikleri de ihmal edilmiştir.

Lastiğin MSC. Marc sonlu elemanlar programı ile oluşturulmuş ağ örgüsü eksenel simetrik kesiti ile üç boyutlu modeli Şekil 2 ve 3'de sırasıyla verilmiştir. Üç boyutlu lastik modelinde, 5916 eleman ve 5476 düğüm sayısı vardır. Jant ve yol rigid elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Rigid elemanlar, çözüme dahil olmadıklarından çözüm süresine etki etmemektedirler. Kullanılan engeller üçgen, daire ve dikdörtgen kesitli olarak seçilmiştir (Şekil 3). 12 mm yüksekliğinde ve 50.8 mm genişliğinde dikdörtgen kesitli, 25.4 mm çapında daire kesitli ve 18 mm kenar yüksekliğine ve 90° tepe açısına sahip üçgen kesitli engeller kullanılmıştır. Kullanılan engellerin boyutları öyle seçilmiştir ki, engellerin genişlikleri lastik yol ara yüzeyinin genişliğinden daha az olup, daha uzun alınması durumuna göre lastiğin kuvvet ve momentlerin karakteristiğine büyük oranlarda etkisi görülmektedir [16].



**Şekil 2.** Lastiğin Eksenel Simetrik Ağ Örgüsü [10].



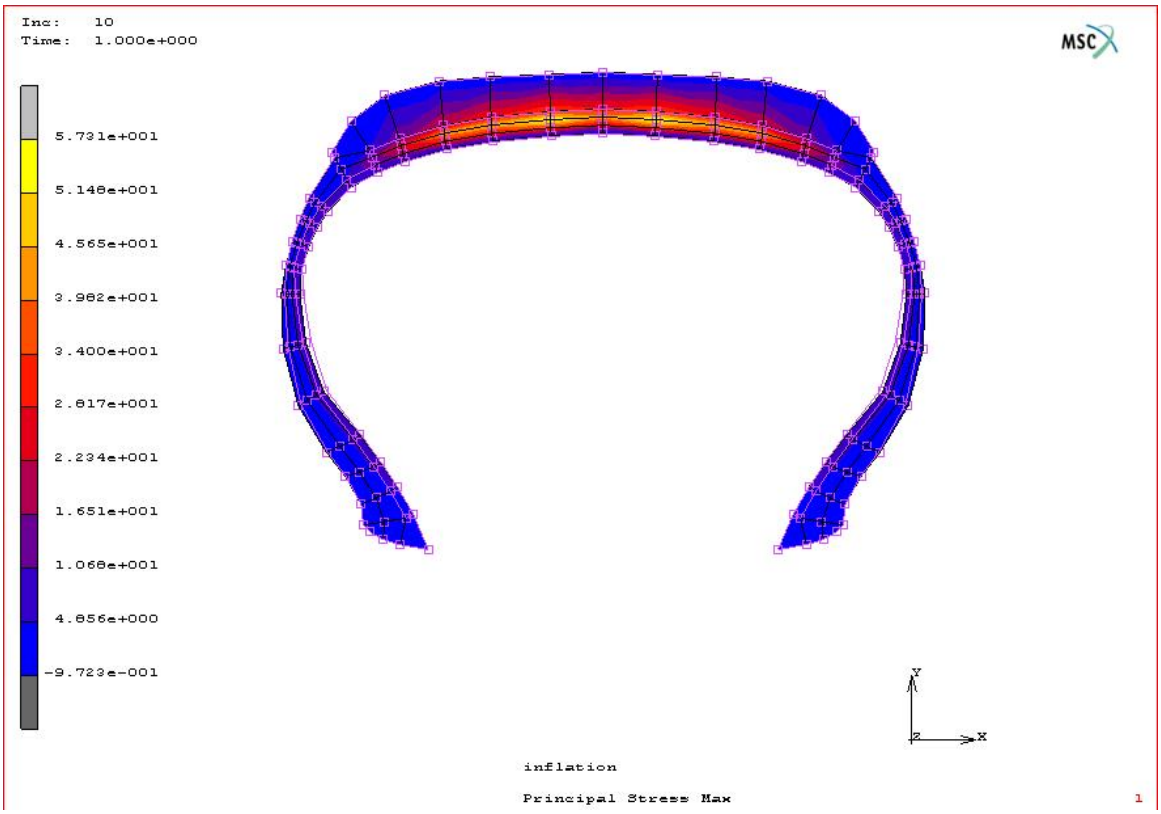

**Şekil 3.** Lastiğin Üç Boyutlu Ağ Örgüsü ve kullanılan engeller [10].

Statik lastik analizinde, lastik sabit (dönme ve yer değiştirme serbestlik dereceleri tutulu) ve lastiğe etki eden düşey yük yol yüzeyinin lastiğe doğru düşey yer değiştirmesi ile verilmektedir.

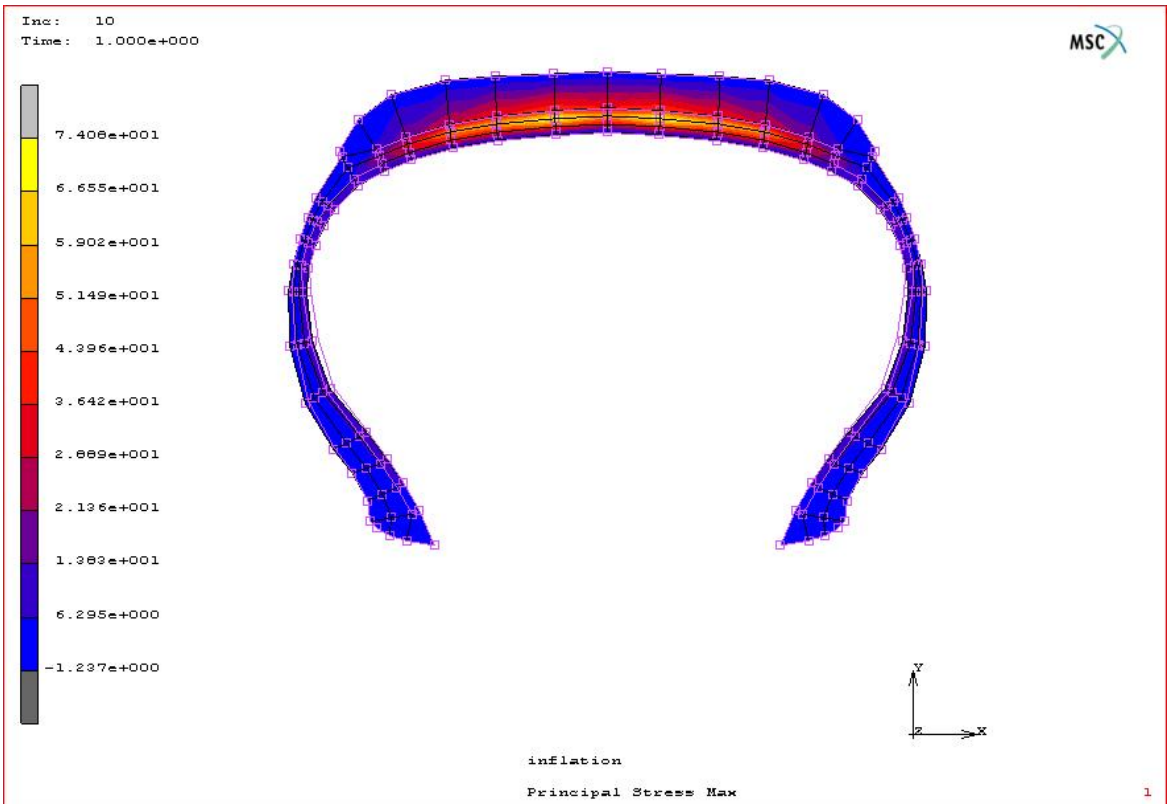
## 3. DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu kısımda, lastiğin düşey sertlik karakteristiği önce engelsiz düz yol şartlarında, daha sonra lastiğin statik yol pürüzlülük karakteristiğini incelemek için yola farklı kesitli engeller yerleştirilerek incelenecektir. Daha önceden bahsedildiği üzere lastiklerin bu tipik karakteristiği engel tam olarak jant merkezinin hemen altında olduğu zaman ortaya çıkmaktadır. Bu özelliği doğrulamak için, 180 kPa şişirme basınç değeri için dairesel kesitli engel merkezden farklı uzaklıklara yerleştirilmiştir.

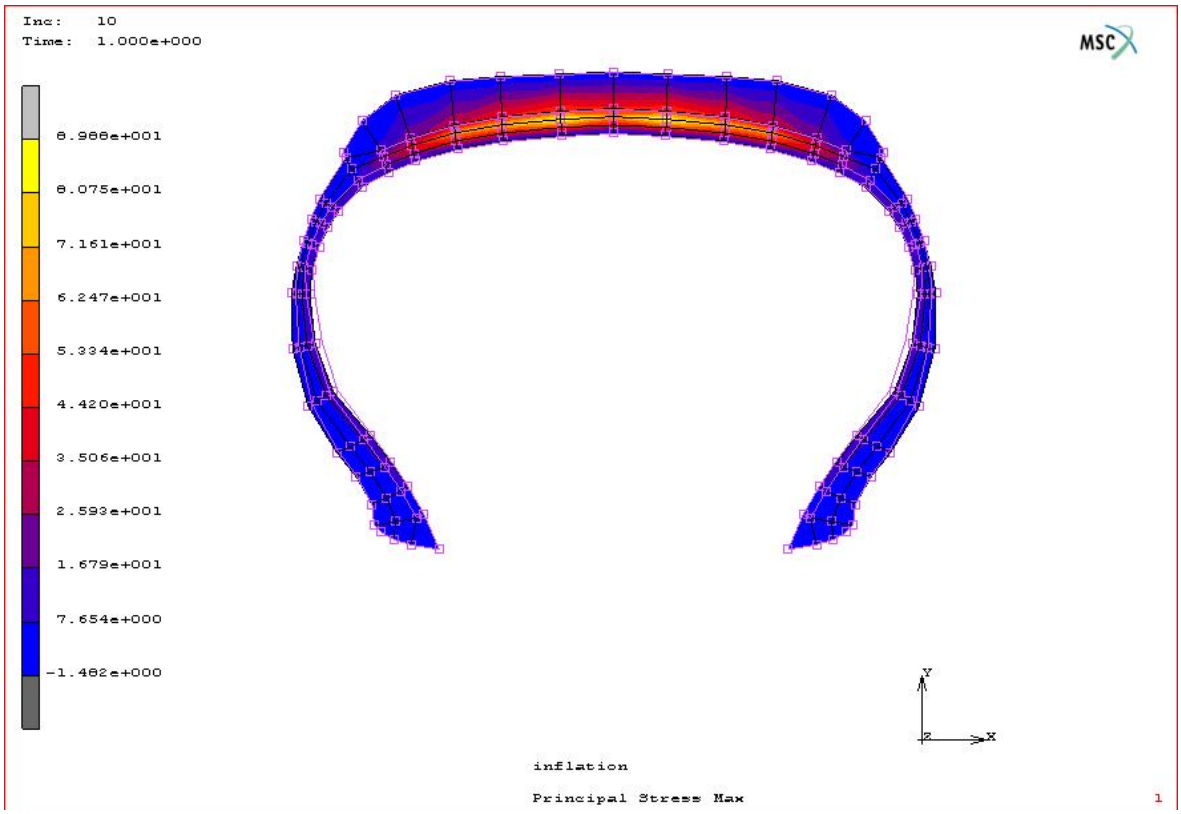
Öncelikle, lastiğin eksenel simetrik model analizi yapılarak lastik kesitindeki iç gerilmeler incelenmiştir. Lastiğin eksenel simetrik analizi aynı zamanda lastiğin janta takılması gibi düşünülebilir. Şekil 4-6'da lastiğin sırasıyla 138, 180 ve 220 kPa şişirme basınç değerleri için gerilmelerin yapıdaki dağılımı gösterilmiştir. Lastiğin deforme olmadan ve olduktan sonraki durumları aynı şekilde gösterilmiştir. Beklenildiği gibi çelik kuşak katlarının olduğu bölgelerde gerilmelerin yüksek olduğu görülmüştür. Ayrıca gerilme değerleri şişirme basıncı ile doğru orantılı olarak arttığı da görülmektedir. Bunlara ilaveten, gerilme dağılımının simetrik olduğu da görülmektedir. Şekillerde verilen gerilme değerleri MPa birimindedir.




**Şekil 4.** 138 kPa Şişirme Basınç Değeri İçin Gerilme Dağılımı [10].

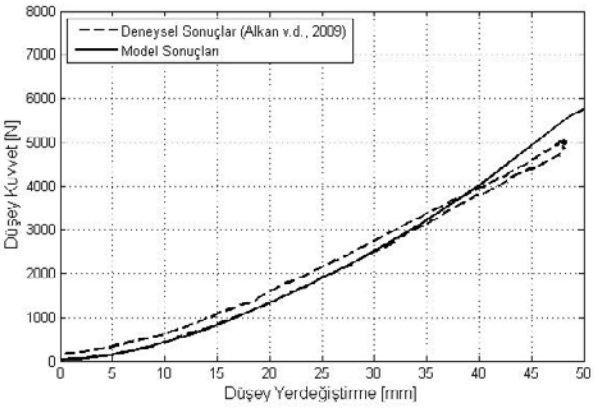



**Şekil 5.** 180 kPa Şişirme Basınç Değeri İçin Gerilme Dağılımı [10].

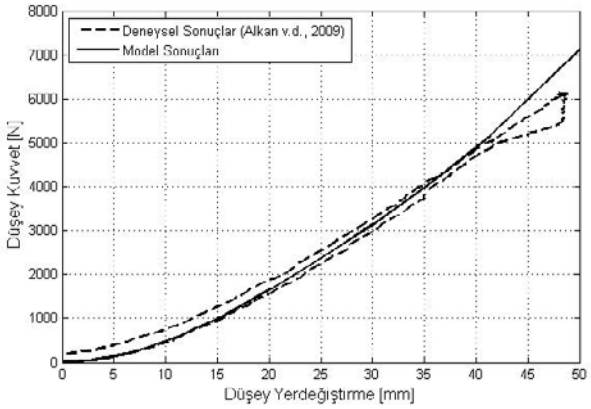



**Şekil 6.** 220 kPa Şişirme Basınç Değeri İçin Gerilme Dağılımı [10].

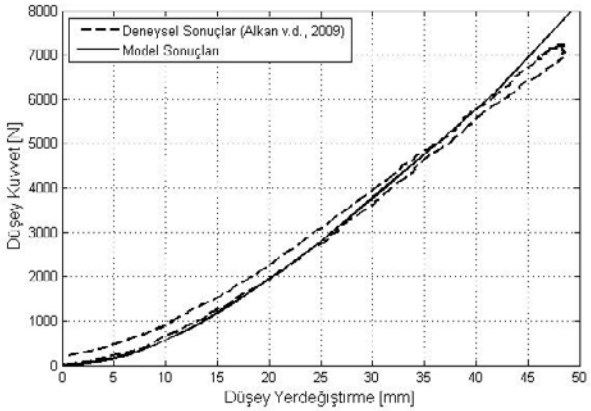
Lastiğin şişirme analizi ve lastiğin janta takılması sırasında yüklemeler simetrik olduğundan eksenel simetrik analizi yapılmıştır. Ancak, bu durum lastiğin yol ile olan temasının modellenmesinde geçerli olmayıp, gerek büyük yer değiştirmelerden kaynaklanan gerekse lastiğin yol ile temasından kaynaklanan nedenlerden dolayı lastiğin üç boyutlu modelinin oluşturulması gerekmektedir. Daha önceden bahsedildiği üzere kullanılan sonlu elemanlar paketinin AXITO3D opsiyonu kullanılarak lastiğin üç boyutlu modeli oluşturulmuştur. Lastiğin önce düz yol şartlarında düşey sertlik karakteristiği göz önüne alınmıştır. Şekil 7-9 ve 11-13'de görüldüğü üzere deneysel sonuçlarda gecikmeli (hysteresis) bir döngü vardır. Bu durum yapıdaki enerjinin kaybolmasından kaynaklanmaktadır. Ancak sayısal modellemede, malzeme modelinin böyle bir kaybı içermediğinden dolayı bu enerji kaybı görülmemektedir. Sırasıyla Şekil 7, 8 ve 9'da 138, 180 ve 220 kPa şişirme basınç değerleri için 155R13 lastiğinin düz yüzeyde deneysel ve sayısal düşey sertlik değerlerinin kıyaslanması verilmiştir. Genel olarak bu şekillerden görüleceği üzere, model sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında çok iyi derecede bir uyum vardır.




**Şekil 7.** 138 kPa Şişirme Basınç Değeri için 155R13 Lastiğinin Düz Yüzeyde Deneysel ve Sayısal Düşey Sertlik Değerlerinin Kıyaslanması [17]

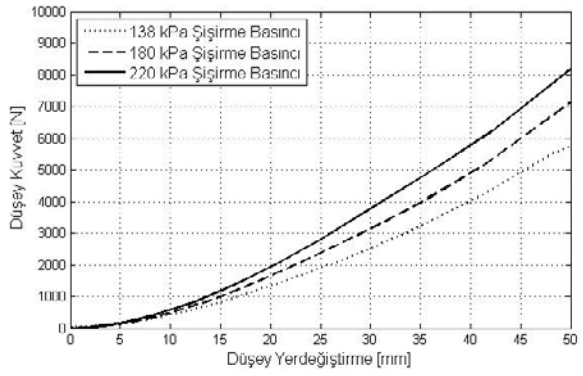



**Şekil 8.** 180 kPa Şişirme Basınç Değeri için 155R13 Lastiğinin Düz Yüzeyde Deneysel ve Sayısal Düşey Sertlik Değerlerinin Kıyaslanması [17].



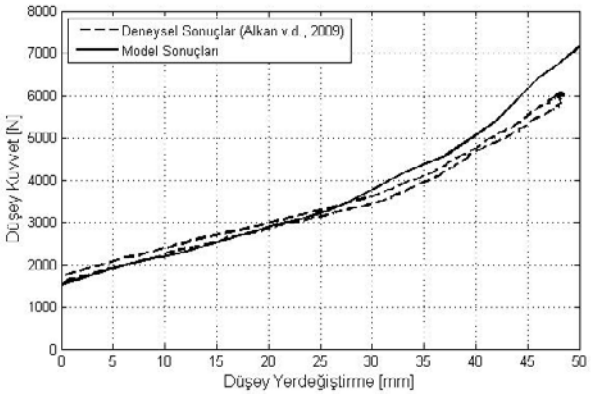

**Şekil 9.** 220 kPa Şişirme Basınç Değeri için 155R13 Lastiğinin Düz Yüzeyde Deneysel ve Sayısal Düşey Sertlik Değerlerinin Kıyaslanması [17].

Daha önceden belirtildiği üzere lastiğin düz yol üzerinde düşey kuvvet karakteristiği en temel özelliklerinden biridir. Şişirme basınç değerinin 155R13 lastiğinin düşey kuvvet karakteristiğine olan etkisi Şekil 10'da gösterilmiştir. Artan şişirme basınç değeri ile birlikte lastiğin sertlik değeri de artmaktadır.

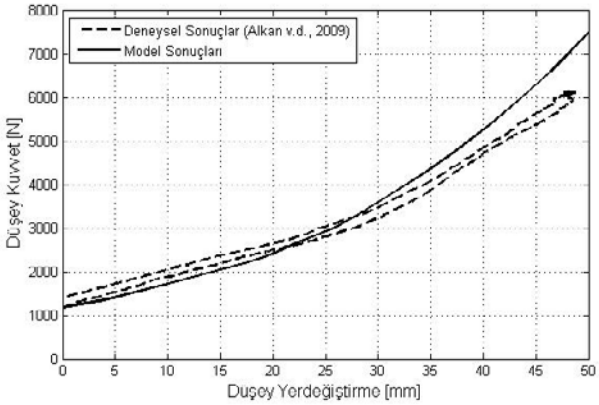



**Şekil 10.** Şişirme Basıncının Lastiğin Düşey Sertlik Değerine Etkisi [17].

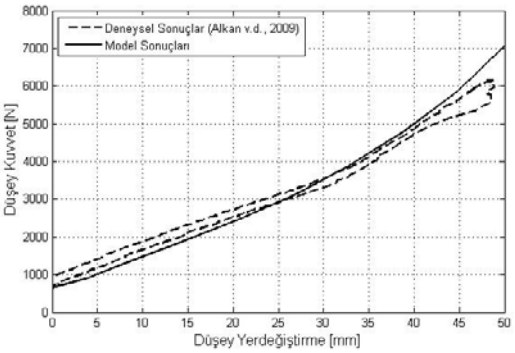
Lastiklerin tipik statik yol pürüzlülük karakteristiğini incelemek için farklı kesite sahip engeller yol yüzeyine yerleştirilmiştir. Şekil 11, 12 ve 13'de 180 kPa şişirme basınç değeri için 155R13 lastiğinin sırasıyla dairesel, üçgen ve dikdörtgen kesitli engellerin yüzeye monte edilmesi durumunda deneysel ve sayısal düşey sertlik değerlerinin karşılaştırılması verilmiştir. Genel olarak belirli bir düşey yer değiştirme değerine kadar sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasında memnun edici bir uyum söz konusudur.




**Şekil 11.** 180 kPa Şişirme Basınç Değeri için 155R13 Lastiğinin Dairesel Kesitli Engelin Yüzeye Monte Edilmesi Durumda Deneysel ve Sayısal Düşey Sertlik Değerlerinin Kıyaslanması [17].

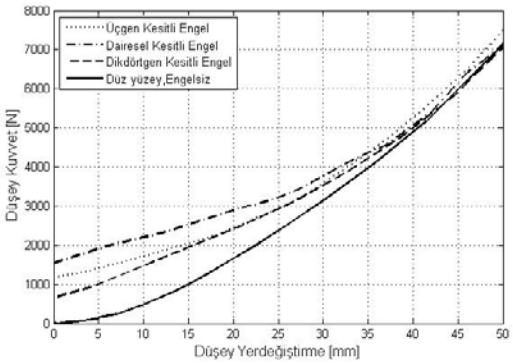



**Şekil 12.** 180 kPa Şişirme Basınç Değeri için 155R13 Lastiğinin Üçgen Kesitli Engelin Yüzeye Monte Edilmesi Durumda Deneysel ve Sayısal Düşey Sertlik Değerlerinin Kıyaslanması [17].



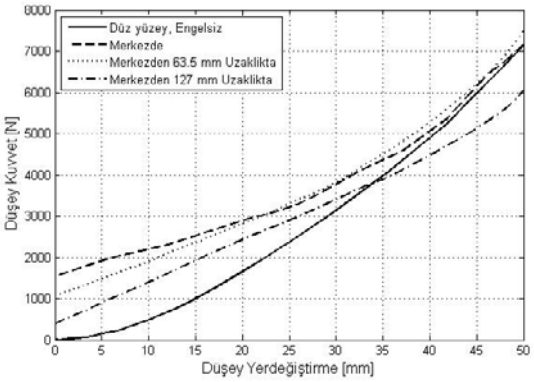

**Şekil 13.** 180 kPa Şişirme Basınç Değeri için 155R13 Lastiğinin Diktörtgen Kesitli Engelin Yüzeye Monte Edilmesi Durumda Deneysel ve Sayısal Düşey Sertlik Değerlerinin Kıyaslanması [17].

Şekil 14'de 180 kPa şişirme basınç değeri için 155R13 lastiğinin düz yüzey ve engellerin yüzeye dahil edildiği durumlar için sayısal düşey sertlik değerleri verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere tüm eğriler belirli bir düşey yer değiştirme değerinden sonra kesişmektedir. Bu durum, lastiğin belli bir düşey yer değiştirme değerinden sonra engeli tamamen yuttuğu ve sanki lastik engelsiz düz bir yüzeyde hareket ediyormuş gibi davranması gerçeği ile açıklanabilir. Benzer sonuçlar Alkan v. d.'nin [9] deneysel çalışmasında da elde edilmiştir. Bu özellik literatürde lastiklerin tipik statik yol pürüzlülük karakteristiği olarak tanımlanmaktadır. Bu özellik sadece engelin jantın merkez ekseni hizasında yola yerleştirilmesi durumunda ortaya çıkmaktadır.




**Şekil 14.** 180 kPa Şişirme Basınç Değeri için 155R13 Lastiğinin Düz Yüzey ve Engellerin Yüzeye Dahil Edildiği Durumlar için Sayısal Düşey Sertlik Değerleri [17].

Lastiklerin statik yol pürüzlülük karakteristiğini doğrulamak için engeller jant merkezinden önce 63.5 mm ve daha sonra 127 mm uzaklığa yerleştirilmiştir ve bu durumda düşey kuvvet-düşey yer değiştirme eğrilerinin kesişmediği görülmüştür (Şekil 15). Yine benzer sonuçlar Alkan v. d.'nin [9] deneysel çalışmasında da görülmüştür.




**Şekil 15.** 180 kPa Şişirme Basınç Değeri İçin Engelin Konumunun Lastiğinin Düşey Sertlik Değerine Olan Etkisi [9].

## 4. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada 155R13 lastiğinin statik yol pürüzlülük karakteristiğini incelemek için üç boyutlu sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Lastiğin, şişirme basıncını ve janta takılmasını modellemek için eksenel simetrik analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analizde lastik kesitindeki gerilme dağılımı incelenmiştir. Daha sonra, lastiğin üç boyutlu modeli oluşturularak düz yol şartlarında düşey sertlik değeri hesaplanmıştır. Model sonuçları deneysel sonuçlar ile kıyaslanmış ve aralarında memnun edici bir uyumun olduğu görülmüştür. Ayrıca, lastiğinin statik yol pürüzlülük karakteristiğini incelemek için yol yüzeyine farklı kesite sahip engeller yerleştirilmiş ve bu durumda düşey sertlik değerleri incelenmiştir. Yine model sonuçları deney sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Belli bir düşey yer değiştirme değerine kadar model deney sonuçları ile benzer sonuçlar vermiştir. Ayrıca, belli bir düşey yer değiştirme değerinden sonra düşey kuvvet-düşey yer değiştirme eğrilerinin kesiştiği görülmüştür (Lastiklerin tipik statik yol pürüzlülük karakteristiği). Bu özellik sadece engelin jantın merkez ekseni üzerinde yola yerleştirilmesi durumunda ortaya çıkmaktadır. Lastiklerin bu davranışı lastiğin belli bir yer değiştirme değerinden sonra engeli absorbe ettiği ve sanki düz bir yüzeyde davranış gösterdiği gerçeği ile açıklanabilir. Lastiklerin

bu özelliğini doğrulamak için engeller jant merkezinden farklı uzaklıklara yerleştirilmiş ve bu eğrilerin kesişmediği görülmüştür.

## 5. KAYNAKLAR

**1.** Lugner, P., Pacejka, P. and M. Plöchl, M., "Recent advances in tyre models and testing procedures", Vehicle System Dynamics, (43), 6-7, s.413-436, 2005.

**2.** Lugner, P. and M. Plöchl, M., "Tyre model performance tests: first experiences and result", Vehicle System Dynamics, Supplement, (43), s.48-62, 2005.

**3.** Hanley, R., Crolla, D. and Hauke, M., "Tire modeling for misuse situations", SAE Paper no. 2001-01-0748, 2001.

**4.** Dihua, G. and Chengjian, F., "Tire modeling for vertical properties including enveloping properties using experimental modal parameters", Vehicle System Dynamics, 40, (6), s.419-433, 2003.

**5.** Dihua, G., Chengjian, F. and Xie, X., "A dynamic tire model of vertical performance rolling over cleats", Vehicle System Dynamics, Supplement, 43, s.209-222, 2005.

**6.** Chengjian, F. and Dihua, G., "The quantitative analysis and experimental verification of the tire static enveloping model using experimental model parameters". Vehicle System Dynamics**,** 44, (9), s.675-688, 2006.

**7.** Mousseau, C. W. and Clark, S. K., "An analytical and experimental study of a tire rolling over a stepped obstacle at low velocity", Tire Science and Technology, 22, (3), s.162-181, 1994.

**8.** Kang, N., "Prediction of tire natural frequency with consideration of the enveloping property", Int. J. Automotive Technology, 10, (1), s.65-71, 2009.

**9.** Alkan V., Karamihas, S. M. and Anlas, G., "Experimental analysis of tyre enveloping characteristics at low speed", Vehicle System Dynamics, 47, (5), s.575-587, 2009.

**10.** Alkan, V., Prediction of Dynamic Tire Characteristics of Radial Tires Using Finite Element and Experimental Techniques, Doktora Tezi, Bogaziçi Universitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2008.

**11.** Noor, A. K. and Tanner, J. A.,. "Tire modeling and contact problems, advances and trends in the developments of computational models for tire", Computers & Structures, 20, (1-3), s.517-533, 1985.

**12.** Discount Tire, America's tire dealer, http://www.discounttire.com/dtcs/infoTireConstruction.dos

**13.** Tönuk, E., Computer simulation of dynamic behavior of pneumatic tires, Doktora Tezi, Ortadoğu Teknik Universitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 1998.

**14.** Tonuk, E. and Unlusoy, Y. S., "Prediction of automobile tire cornering force characteristics by using finite element modeling and analysis", Computers & Structures, 79, (13), s.1219-1232, 2001.

**15.** *MSC.Marc Mentat Documentation*, Volume A, 2005.

**16.** Bandel, P. and Monguzzi, C., "Simulation model of the dynamic behavior of a tire running over an obstacle", Tire Science and Technology, 16, 2, 62-77, 1998.

**17.** Alkan V., Karamihas SM and Anlas G., "Finite Element Modeling of Static Tire Enveloping Characteristics". International Journal of Automotive Technology, 12, (4), s.529−535, 2011.

# DC SERVOMOTORLARIN KABLOSUZ ZAMAN GECİKMELİ KONTROLÜNDE SMITH PREDİKTÖR UYGULAMASI

Arif ANKARALI*, Hüseyin ARSLAN**

*Necmettin Erbakan Üniversitesi, Havacılık ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Uçak Mühendisliği Bölümü 42060, KONYA
**Güney Florida Üniversitesi, Elektrik Mühendisliği Bölümü, 4202 Tampa, FL, USA

ankaraliarif@gmail.com, arslan@usf.edu

## ÖZET

İnsansız hava araçlarının (İHA), mobil robotların ve diğer mekatronik sistemlerin uzaktan kontrolünde sistemler genellikle kontrolcüsü üzerinde olacak şekilde tasarlanmakta ve referans giriş sinyalleri kablosuz bir şekilde ulaştırılmaktadır. Bu durumda referans kontrolcü giriş sinyalinin gecikmesi sistem cevabında da gecikmeye neden olmakla birlikte servomotorlarda herhangi bir kararsızlık sözkonusu değildir. Fakat, kontrolcünün mobil sistemden alınıp sabit bir kontrol istasyonuna sabitlenmesi durumunda, robotik sisteme gönderilmesi gereken kontrolcü sinyallerindeki ve kontrolcünün geribeslemeli kontrol yapabilmesi için gerekli geribesleme sinyallerindeki gecikmeler, servomotorun kararsızlaşmasına sebeb olabilmektedir. Bu çalışmada, PID kontrolcü ve geribesleme sinyallerindeki sabit zaman gecikmelerinin etkileri modellenerek, artan zaman gecikmelerinin DC servomotorun özellikle geçici cevabını olumsuz etkilediği ve sistemi kararsızlığa götürdüğü simülasyonlarla gösterilmiştir. Daha sonra, zaman gecikmelerinin etkilerini dengeleyecek şekilde, matematik modeli bilinen servomotorun da dikkate alınmasıyla, bir Smith prediktör tasarlanarak sisteme ilave edilmiş ve sistem performansı irdelenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Uzaktan kontrol, zaman gecikmeleri, DC servomotor, PID kontrol

# SMİTH PREDİCTOR COMPANSATOR DESİGN ON WİRELESS TİME DELAYED CONTROL OF DC SERVOMOTORS

## ABSTRACT

Unmanned aerial vehicles (UAV), mobile robots and the other mechatronic systems are equipped with the controller on their own and only the reference signals as the input to the controller are sent to the system remotely. In this case, although the time delays shifts the response of the system, they don't cause instability. But, if the controller is seperated from the mobile system and fixed on a distant controller unit, in this case, the time delays on controller signals from controller unit and feedback signals from sensors together may cause the system to be unstable. In this study, the constant time delays in feedforward and feedback path of a PID controlled DC servomotor are modeled and shown that these effects make the system unstable. To overcome this difficulty, the Smith predictor is designed by taking the mathematical model of the servomotor into consideration and included in the control system and the system performance is discussed.
**Keywords:** Remote control, time delays, DC servomotor, PID control

## 1. GİRİŞ

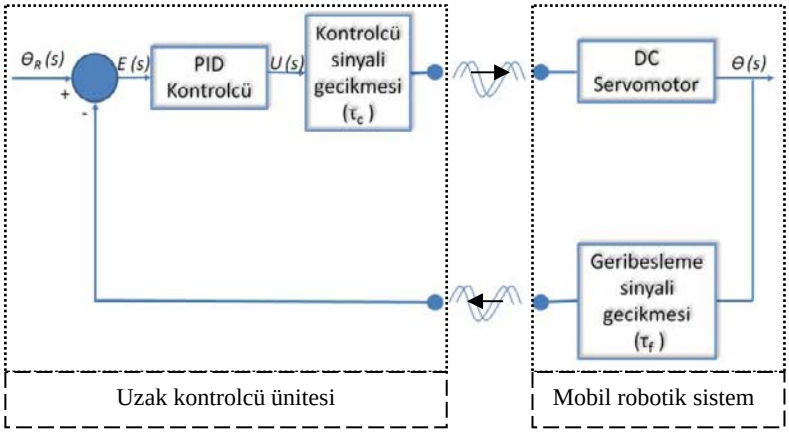
Uzaktan kablosuz kontrol edilen insansız hava araçları (İHA) ve diğer mobil robotların kontrolünde servomotorlar, diğer güç üreten sistemlerle birlikte yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Mevcut uygulamalarda, sinyal gecikmelerinin etkileri ve sinyal güvenliği dikkate alındığında, geribeslemeli kontrol ünitesinin mobil araç üzerine monte edilmesi, bütün bağlantıların kablolarla yapılması ve gerektiğinde sadece referans giriş sinyallerinin gönderilmesiyle çalışmanın konusu olan zaman gecikmelerinin oluşması önlenmeye çalışılmaktadır. Servomotor ve diğer eyleyicilerin kontrolünde, kontrolcünün çıkışı olan kontrol sinyalinin motora ve motor

üzerindeki algılayıcının ürettiği geribesleme sinyalinin toplama noktasına taşınmasındaki zaman gecikmeleri servomotorun kararsızlaşmasına neden olmakta ve istenen sistem performansı elde edilememektedir. Bu nedenle, insansız hava ve sualtı araçlarının, diğer uzaktan gönderilecek kontrolcü sinyalleriyle kontrol edilmesi gereken mobil robotların ve kimyasal işlemlerin istenen performans kriterlerini sağlayacak şekilde kararlı bir şekilde uzaktan kontrolü oldukça önemli bir çalışma alanını oluşturmaktadır.

Zaman gecikmelerinin oluşum mekanizmaları dikkate alındığında, başlıca iki tip uygulamadan bahsedilebilir. Birincisi, kontrol biriminin kontrol edilecek uzaktaki bir sisteme kablolarla, dağıtım noktalarıyla ve diğer arayüzlerle kablolu ağ üzerinden bağlanmasıdır [1]. İkincisi ise, Şekil 1'de görüldüğü gibi, birbirinden uzakta konumlandırılmış kontrolcü ve kontrol edilecek sistemin alıcı-verici antenler üzerinden haberleşerek işlevlerini yerine getirmesi şeklindedir. Birinci tip sistemlerdeki zaman gecikmeleri, yazılımların koşturulma sürelerine ilave olarak kablo ağları üzerindeki gecikmeler, dağıtım noktalarındaki gecikmeler ve hat üzerindeki diğer donanımlara bağlıdır. Çalışmanın konusu olan kablosuz kontrol sistemlerinde ise, kontrolcüden sisteme giden ileriye doğru yöndeki zaman gecikmeleri bilgisayar kontrol algoritmalarının koşturulması, üretilen bilginin geçici belleğe depolanması, sinyallere dönüştürülerek anten üzerinden ortama verilmesi, mobil araç üzerindeki anten tarafından sinyalin alınması ve arayüz üzerinden geçirilerek kontrol edilen sisteme veya sistem elemanına uygulanmasından kaynaklanmaktadır. Geribesleme sinyallerinin kontrolcü birime ulaştırılmasında da tersi yönde bir bilgi ve sinyal akışı da sözkonusudur ve sinyalin kontrolcüye ulaşmasında da benzer nedenlerle gecikmeler oluşmaktadır. En genel ifadesiyle sinyal gecikmeleri, kontrol eden ve kontrol edilen sistem üzerindeki işleyişi düzenleyen yazılımlardan ve donanımlardan kaynaklanmaktadır. Her iki yönde de sinyalin atmosfere verilmesinden sonra, sinyal ışık hızıyla ilerleyeceği için, oluşacak gecikmenin toplam gecikmeye katkısı ihmal edilebilir seviyededir. Kablosuz zaman gecikmeli kontrol sistemlerinde kablolu olanlardan farklı olarak, sinyallere doğal veya kasıtlı girişimlerin olması sözkonusudur. Bu tip sistemler için girişimlerin bozucu etkilerinin önlenmesi ve paket kayıplarının orijinal sinyal içeriğini tamamlayacak şekilde giderilmesi, sinyal güvenliği kapsamında ele alınabilecek ayrı bir çalışma konusudur.

Her ne kadar her iki yöndeki zaman gecikmeleri birbirinden farklı ve zamana bağlı olarak değişen karakterde ise de, bu çalışmada sabit ve simülasyonlarda eşit olarak alınmıştır.

Zaman gecikmeli sistemlerin kontrolüyle ilgili prediktör uygulama konusunda temel teori 1957 yılında Smith tarafından oluşturulmuş [2] ve bazı geliştirilmiş uygulamalar literatürde yer almıştır [3-6]. Yukarıda bahsedilen kablolu network sistemlerindeki gecikmeler Song ve arkadaşları tarafından ele alınmış, gecikmelerin motor üzerindeki olumsuz etkisini gidermek üzere yeni bir kontrol sistemi önermişlerdir. Oluşturulan ve bozucu girişler içeren geribeslemeli sistemin transfer fonksiyonları kapalı formda verilmiş, teorik çalışmaların sonuçları deneysel çalışmalarla test edilmiştir [7].

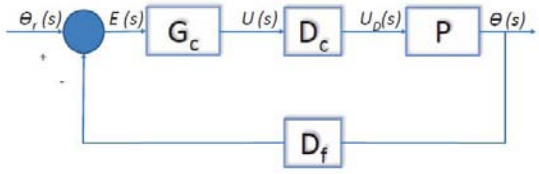



Şekil 1. Kablosuz uzaktan kontrol sistemi.

Bu çalışmada Song ve arkadaşlarının çalışmasından farklı olarak, dış bozucu etkilerin hesaba katılmadığı sistemi ifade eden kapalı çevrim transfer fonksiyonları, DC servomotora ait matematik modelden [8,9] hareketle hesaplanan Smith prediktör ile açık şekilde elde edilmiş ve tasarlanan kontrolcünün başarısı birim basamak referans giriş için simülasyonlarla gösterilmiştir.

## 2. SABİT ZAMAN GECİKMELİ SİSTEMİN MODELLENMESİ

İleri doğru $D_c$ ve geri besleme yönünde $D_f$ gecikmelerine maruz kalan, kontrolcü ve algılayıcı sinyallerinin de ifade edildiği geribeslemeli kontrol sistemini gösteren blok diyagram Şekil 2'de verilmiştir.




Şekil 2. Kontrolcü, zaman gecikmeleri ve motoru içeren geri beslemeli sistemin blok diyagramı.

Burada $G_c$ PID kontrolcünün ve P DC servomotorun transfer fonksiyonunu temsil etmektedir. PID kontrolcünün zaman domeyninde ifadesi [8,9]

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) + K_d \frac{d}{dt} e(t) \qquad (1)$$

şeklindedir. Burada $K_p$ oransal kazanç katsayısını, $K_i$ integral kazanç katsayısını ve $K_d$ türev kazanç katsayısını temsil etmektedir. *e(t)* terimi servomotordan sağlaması istenen referans konum/hız giriş değeri ile algılayıcı ile ölçülen değer arasındaki farktır. Servomotorun elektriksel kısmını ve mekanik kısmını ifade eden diferansiyel denklemler ise sırasıyla (2) ve (3) denklemlerinde verildiği gibidir [8,9]:

$$L_a \frac{di_a}{dt} + R_a i_a + K_3 \frac{d\theta}{dt} = K_1 e_v \qquad (2)$$

Burada $L_a$ Henry cinsinden induktansı, $R_a$ ohm cinsinden direnci, $K_3$ geri emf sabitini ve $K_1$ ise yükselticinin kazancını ifade etmektedir. Açısal konum $\theta$ ile, devreden geçen akım ise $i_a$ ile gösterilmiştir. Mekanik kısım için

$$J_0 \frac{d^2\theta}{dt^2} + b_0 \frac{d\theta}{dt} = K_2 i_a \qquad (3)$$

diferansiyel denklemi yazılabilir. Burada $J_0$ ve $b_0$ sırasıyla toplam ataleti ve eşdeğer viskos sürtünme sabitini göstermektedir. $D_c$ ve $D_f$ zaman gecikmeleri ise Laplace domeyninde

$$D_c(s) = e^{-\tau_c s} \qquad (4)$$

$$D_f(s) = e^{-\tau_f s}. \qquad (5)$$

üstel fonksiyonları şeklinde verilebilir [9]. Buradaki $\tau_c$ ve $\tau_f$ sabitleri kontrolcü sinyalinin sabit zaman gecikmesini ve geribesleme sinyalinin sabit zaman gecikmesini göstermektedir. Zaman domeyninde (1) denklemi ile verilen PID kontrolcünün Laplas domeynindeki ifadesi

$$G_c(s) = \frac{C(s)}{E(s)} = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s. \qquad (6)$$

şeklinde yazılabilir. Servomotorun transfer fonksiyonu (1) ve (2)' de verilen diferansiyel denklemlerden hareketle

$$P(s) = \frac{\theta_r(s)}{\theta(s)} = \frac{K}{Js^2 + Bs}. \qquad (7)$$

şeklinde elde edilebilir. Burada

$$J = \frac{J_0}{n^2}, B = \frac{b_0 + (K_2 K_3 / R_a)}{n^2}, K = \frac{K_0 K_1 K_2}{n R_a}$$

olarak tanımlıdır. (4) ve (5) denklemleri seriye açılırsa yaklaşık olarak

$$e^{-\tau_c s} \cong \frac{1}{(1 + \frac{\tau_c s}{k})^k} \qquad (8)$$

$$e^{-\tau_f s} \cong \frac{1}{(1 + \frac{\tau_f s}{k})^k}. \qquad (9)$$

olarak ifade edilebilir. *k=1,2,3…* şeklindedir. Bu çalışmada sadece değerce baskın olan

birinci terim alınarak matematiksel işlemlerin basitleştirilmesi hedeflenmiştir. Şekil (1)'de blok diyagramı verilen, kontrolcü ve geribesleme sinyalindeki zaman gecikmelerini içeren sistemin kapalı çevrim transfer fonksiyonu

$$G(s) = \frac{G_c(s)D_c(s)P(s)}{1 + G_c(s)D_c(s)P(s)D_f(s)}$$

$$= \frac{\alpha s^3 + \beta s^2 + \gamma s + \delta}{\zeta s^5 + \eta s^4 + \kappa s^3 + \xi s^2 + \varphi s + \delta} \qquad (10)$$

olarak elde edilebilir. Buradaki katsayılar

$$\alpha = KK_d\tau_f, \beta = KK_p\tau_f + \delta, \gamma = KK_p + KK_i\tau_f,$$
$$\delta = KK_i, \zeta = J\tau_c\tau_f, \eta = J\tau_f + J\tau_c + B\tau_c\tau_f,$$
$$\kappa = B\tau_c + J + B\tau_f, \xi = B + KK_d,$$
$$\varphi = KK_p, \delta = 1.$$

şeklinde tanımlıdır. (10) denkleminde verilen transfer fonksiyonunun 0-60 ms aralığındaki zaman gecikmeleri için, birim basamak referans girişe ürettiği cevaplar Şekil 3 ve Şekil 4'te verilmiştir. Simülasyonlarda üretici firmanın web sitesinden seçilen ve karakteristik değerleri Tablo 1'de verilen DC motor kullanılmıştır [11]. Yine, PID kontrolcünün oransal, türev ve integral kazanç değerleri, sistemde zaman gecikmesinin

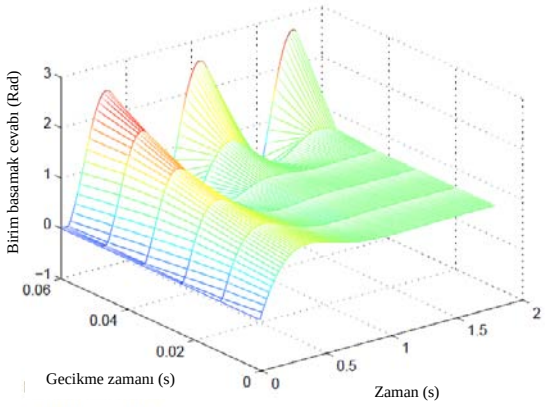
Tablo 1. DC motor karakteristik değerleri.

| Açıklama | Sembol | Değer |
|---|---|---|
| Motor mili ataleti ($gcm^2$) | $J_0$ | 11 |
| İndüktans ($mH$) | $L_a$ | 0.108 |
| Direnç ($Ohm$) | $R_a$ | 1.46 |
| Tork sabiti($mNm/A$) | $K_2$ | 19 |
| Mekanik zaman sabiti ($ms$) | $T_m$ | 4.43 |

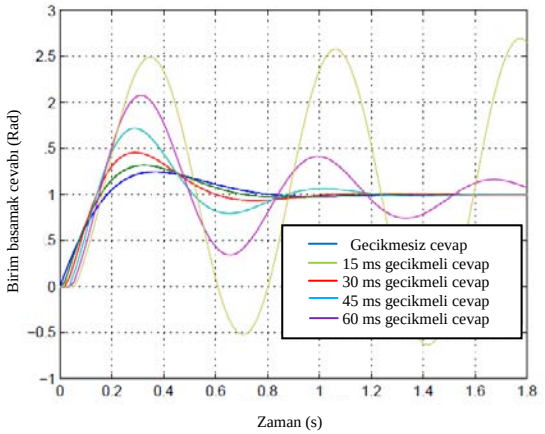
Tablo 2. Optimum PID kazanç değerleri.

| Açıklama | Sembol | Değer |
|---|---|---|
| Oransal kazanç | $K_p$ | 7.6983 |
| İntegral kazancı | $K_i$ | 39.3528 |
| Türev kazancı | $K_d$ | 0.00 |

olmadığı durum için, Simulink'te kurulan modelde ilgili araçlar kullanılarak optimum olacak şekilde ayarlanmış ve Tablo 2'de verilmiştir.
Simülasyonlardan elde edilen ve Şekil 3 ve Şekil 4'te verilen grafiklerden görüleceği gibi, sistemin cevabı her iki zaman gecikmesinin artırılması durumunda, küçük gecikme değerleri için maksimum aşma değerleri kademeli bir şekilde artmasına rağmen kararlı davranış gösterirken, gecikme değerlerinin daha da artmasına paralel olarak sistem cevabının, genlikleri gitikçe artan salınımlı bir davranış gösterdiği ve kararsızlığa gittiği gözlenmektedir.




Şekil 3. Zaman gecikmelerinin 0-60 ms aralığında değişimi için servomotorun birim basamak cevabı değişimi.

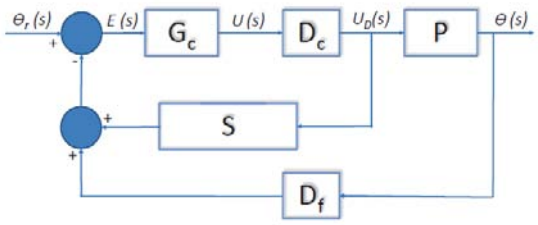



Şekil 4. PID ile kontrol edilen servomotorun 0-60 ms aralığındaki zaman gecikmeleri için cevabı.

## 3. SMİTH PREDİKTÖR TASARIMI

Kontrol sistemlerinde zaman gecikme etkilerinin dengelenmesi hususunda, eğer kontrol edilecek sistemin matematik modeli biliniyorsa, Smith prediktör yaklaşımı etkili bir şekilde uygulanabilmektedir [2]. Burada

temel düşünce, toplama noktasına gelecek geribesleme sinyalinin zaman gecikmesi olmayan sistemdeki sinyal değerinde olacak şekilde bir bloğun matematik modelini hesaplayarak sisteme ilave etmektir. Böylece, hesaplanan prediktör algılayıcıdan gelen geribesleme sinyali üzerinde düzeltici bir etki yaparak sistemin kararlı bir şekilde istenen cevabı üretmesini sağlamaktadır. Smith prediktörün ilave edildiği sistem Şekil 5'te verilmiştir. Burada kontrolcü sinyalinin gecikmeye uğramış hali S prediktörünün girişidir ve prediktörün çıkışı algılayıcıdan gelen sinyalle toplanarak kontrolcü girişi olan hata sinyalini oluşturmak üzere toplama noktasına verilmektedir.




Şekil 5. Smith prediktör ilave edilmiş sistemin blok diyagramı.

Yukarıda sözlü olarak ifade edilen geri besleme sinyalini Smith prediktör bloğu ile birlikte elde edebilmek için

$$u_D(s)S(s) + P(s)u_D(s)D_f(s) = P(s)u(s) \qquad (11)$$

eşitliği yazılabilir. Buradan S bloğu

$$S(s) = \frac{P(s)u - P(s)u_D(s)D_f(s)}{u_D(s)} \qquad (12)$$

şeklinde yazılabilir. *P(s)* teriminin parantez dışına alınmasıyla (12) denklemi

$$S(s) = P(s)(\frac{1 - D_c(s)D_f(s)}{D_c(s)}). \qquad (13)$$

olarak yazılabilir. (7)-(9) denklemleri yukarıdaki ifadede yerine konursa Smith prediktör

$$S(s) = \frac{\alpha_s s + \beta_s}{\delta_s s^2 + \gamma_s s + B} \qquad (14)$$

şeklinde elde edilir. Burada

$$\alpha_s = K\tau_c\tau_f, \beta_s = K(\tau_c + \tau_f),$$
$$\delta_s = J\tau_f, \gamma_s = J + B\tau_f.$$

olarak tanımlıdır. Şekil 5'te verilen blok diyagramını ifade eden kapalı çevrim transfer fonksiyonu aşağıda verildiği gibi yazılabilir.

$$\frac{\theta(s)}{\theta_r(s)} = \frac{G_c(s)D_c(s)P(s)}{1 + S(s)G_c(s)D_c(s) + G_c(s)D_c(s)D_f(s)P(s)}. \qquad (15)$$

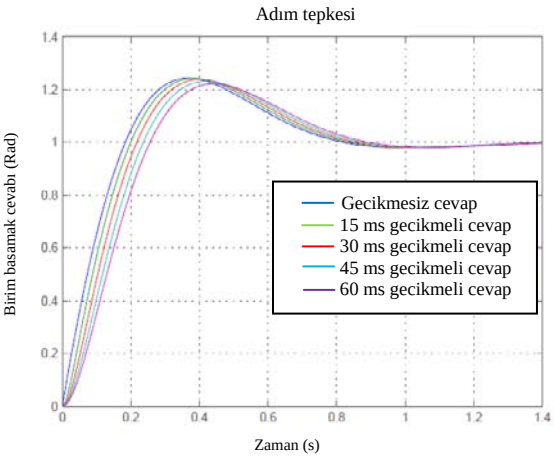
Blokları tanımlayan (6)-(9) denklemleri ve (14) eşitliği (15) denkleminde yerine konursa, yeni sistemin transfer fonksiyonu açık formda aşağıda verildiği gibi elde edilebilir.

$$G_S(s) = \frac{\alpha_t s^2 + \beta_t s + \delta_t}{\epsilon s^4 + \phi_t s^3 + \gamma_t s^2 + \kappa_t s + \mu_t} \qquad (16)$$

Buradaki kısaltmaları gösteren terimler

$$\alpha_t = KK_d, \beta_t = KK_p, \delta_t = KK_i, \epsilon_t = D_cJ,$$
$$\phi_t = D_cB + J, \gamma_t = D_cKK_p + D_cKK_d + KK_d + B,$$
$$\kappa_t = D_cKK_i + KK_p, \mu_t = KK_i.$$

şeklindedir. Elde edilen transfer fonksiyonun kullanılmasıyla yapılan simülasyonda sistemin birim basamak referans giriş için cevabı Şekil 6'da verilmiştir.




Şekil 6. Smith prediktör uygulanan sistemin cevabı.

## SONUÇ DEĞERLENDİRME

Çalışmanın birinci bölümünde yapılan modelleme ve simülasyon sonuçlarına

bakıldığında, insansız bir şekilde ve uzaktan kablosuz kontrol edilen robotların ve iHA'nın geliştirilmesi ihtiyacı da dikkate alındığında, kontrol sistemlerinde zaman gecikmelerinin etkilerinin hesaba katılmasının gerekliliği açık bir şekilde anlaşılmaktadır. Aksi halde bu tür sistemlerin kararlı bir şekilde kontrol edilmesi mümkün görünmemektedir.

Burada, sistemin değişik zaman gecikmeleri için ürettiği cevaplarda, Şekil 3 ve Şekil 4'te görülen salınımlı ve kararsızlaşma davranışı gözlenmemektedir. Bununla birlikte zaman gecikmelerinin, cevaplarda bir kayma etkisi oluşturduğu açık bir şekilde gözlenmektedir ki bu da beklenen bir durumdur.

Sistem cevabının, uygulanan zaman gecikme değerlerine paralel olarak, yükselme zamanı ($t_r$), maksimum aşma zamanı ($t_p$) ve yerleşme zamanı ($t_s$) gibi karakteristik değerlerinin arttığı görülmektedir. Aynı zamanda maksimum aşma değerlerinin ($M_p$), gecikme zamanının artmasıyla az miktarda azaldığı açıktır. Bu durumda $t_r$, $t_p$ ve $t_s$ karakteristik değerlerinin zaman gecikmeleriyle doğru orantılı, $M_p$ değerinin ters orantılı bir şekilde değiştiği sonucunu çıkarmak mümkündür. Hassas zaman gecikmeli sistemlerin kontrolcüsünün ve genel sistemin tasarımında bu cevap karakteristiklerinin dikkate alınması önemlidir.

Her ne kadar bu çalışmada zaman gecikmeleri sabit ve eşit olarak alınmışsa da, gerçek uygulamalarda, zamana bağlı olarak değişen ve hatta rastgele karakter gösteren gecikmeler sözkonusudur. Bu yüzden sadece bu gecikmelerin modellenerek zamana bağlı değişen gecikme fonksiyonlarının elde edilmesi, gecikmeyi oluşturan mekanizmalar dikkate alındığında, başlıbaşına bir çalışma konusudur.

Burada kablosuz haberleşme ve kontrol konusunda çalışan araştırmacılar için ortak çalışılması gereken problemlerin varlığı açıktır. Bu durumda toplam problemin modellenmesi ve çözümü de, bu çalışmada yapılan lineer sistem kabulü ve Laplas çözümü yerine, lineer olmayan modellerin elde edilmesi ve farklı metodlarla çözümü şekline dönüşecektir. Sistemin maruz kalacağı dış bozucu etkilerin varlığı durumunda bu çalışmanın, bozucu etkilerin de gecikme etkileriyle birlikte hesaba katılarak genişletilmesi gerekir.

## KAYNAKLAR

[1] Kato H., Ueki S., Kaneshige A., Miyoshi T. ve Terashima K., A Design of an Overhead Crane Tele-operation Control System, IEEE International Conference on Mechatronics (ICM), pp. 868-873, 2013

[2] Smith, O.J.M., "Closer control of loops with dead time", *Chemical Engineering Progress*, 53, 217-219, 1957.

[3] Zhong, Q. C., *Robust Control of Time-delay Systems*, Springer-Verlag Limited, London, 2006

[4] Luck, R. and Ray, A., "Experimental verification of a delay compensation algorithm for integrated communication and control systems", *Int. J. Control*, Vol. 59, No.6, 1357-1372, 1994

[5] Hespanha, J. P., Naghshtabrizi, P., and Xu,Y., "A Survey of Recent Results in Networked Control Systems", *Proceedings of the IEEE*, Vol. 95, No. 1, January 2007

[6] Lai, C.L. and Hsu P.L., "Design the Remote Control System With the Time-Delay Estimator and the Adaptive Smith Predictor", *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, Vol. 6, No. 1, 2010

[7] Song, K.W., Choi, G.S., and Choi, G.H., "Tracking Position Control of DC Servo Motor in LonWorks/IP Network", *Int. Journal of Control, Automation, and Systems*, vol. 6, no. 2, pp. 186-193, 2008.

[8] Ogata, K., *Modern Control Engineering*, Prentice Hall, ISBN 0-13-261389-1, USA, 1997

[9] Yüksel İ., *Otomatik Kontrol, Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri*, Nobel Yayın Dağıtım, ISBN 975-591-976-7, Ankara, Eylül 2006

[10] Bahill A. T., "A Simple Adaptive Smith-Predictor for Controlling Time-Delay Systems", *Control systems magazine*, 16-22, 1983

[11] http://www.maxonmotorusa.com/maxon/view/catalog

# İKİ KOLLU ESNEK BİR MANİPÜLATÖRÜN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE MODELLEMESİ VE TİTREŞİM ANALİZİ

M. Dirilmiş*, H. Karagülle**

*Harran Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, ŞANLIURFA
**Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İZMİR

mehmet.dirilmis@harran.edu.tr, hira.karagulle@deu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada, esnek mafsal ve esnek uzuvlu 2 kollu bir robot manipülatörü incelenmiştir. Hareket esnasında her an için manipülatörün yapısı zamana bağlı olarak değişmektedir. Zamana bağlı değişen kütle ve rijitlik matrisleri, dış kuvvetler ve atalet kuvvetleri dikkate alınarak sistemin zamana bağlı sonlu elemanlar modeli MatLAB programında oluşturulmuştur. Denklemlerin çözümünde Newmark sayısal integrasyon metodu kullanılmıştır. Hareket girdisi olarak üçgen ve trapez hız girdileri kullanılmıştır. Uç nokta titreşimleri incelenmiştir. Uç noktanın hareket sonrası titreşimlerinin hız profilindeki hız profillerine bağlı olduğu gözlemlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Esnek manipülatör, sonlu elemanlar, titreşim analizi

# MODELLING AND VIBRATION ANALYSIS OF A TWO-ARM FLEXIBLE MANIPULATOR WITH FINITE ELEMENT METHOD

## ABSTRACT

In this study, a two-arm robot manipulator with flexible links and joints has been analyzed. The structure of the manipulator changes during the motion depending on time. The mathematical model of the system has been established in MatLAB considering time dependent mass and stiffness matrices, external forces and inertia forces. The Newmark method has been used to solve the equations. Trapezoidal and triangular motion profiles have been considered. The end point vibrations have been studied. It is observed that the residual vibrations depend on the motion profiles.

**Keywords:** Flexible manipulator, finite elements, vibration analysis

## 1. GİRİŞ

Günümüzde robot manipülatörlerinin endüstride kullanımı giderek yaygınlaşmakta ve maliyetleri azaltma ve verimliliği arttırma adına çok sayıda araştırma yapılmaktadır. Bu araştırmalarda en çok ilgi gören konulardan birisi de esnek robot kolları üzerine yapılan çalışmalardır. Hassas konumlandırma yaparak pozisyonlama hatalarını önlemek için kalın ve rijit elemanlardan yapılan geleneksel endüstriyel robot kolları; daha büyük aktüatör kullanımı, yüksek enerji tüketimi, düşük hız ve maliyet artışlarına neden olmaktadır. Bu nedenle yeni nesil robotlarda; daha küçük motorlar kullanarak enerji tüketimini azaltmak, daha yüksek hızlarda çalışabilmek ve arttırılmış işyükü-ağırlık oranlarını elde edebilmek için daha hafif ve esnek uzuvların kullanımı ilgi görmektedir. Ancak, bir manipülatörün uzuv veya mafsal esnekliği; hareket boyunca titreşimlere, hareket sonrası artık titreşimlere ve uç nokta konumlandırmada hatalara neden olmaktadır. Artık titreşimler için gereken düzenli rejim zamanı bir sonraki işlemi geciktirdiği için yüksek hızlı uygulamalarda verimlilik azalmaktadır. Mafsal ve uzuvlardaki esneklikten dolayı birçok endüstriyel manipülatörde, özellikle de yüksek hızlı hareketler süresince istenmeyen titreşimler ortaya çıkmaktadır.

Esnek manipülatörlerin avantajlarını kullanarak endüstriye yönelik ürün

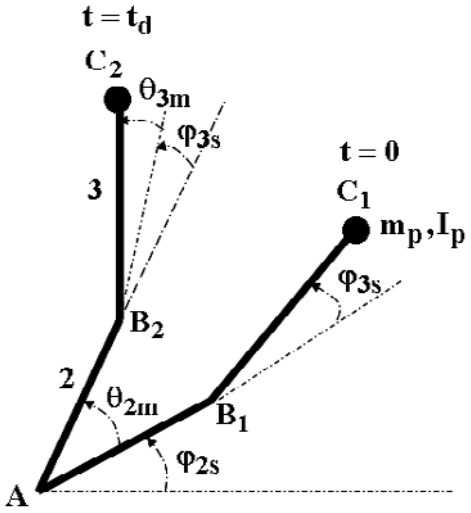
geliştirebilmek için; bu tarz sistemlerin dinamik modelleri doğru bir şekilde kurulmalı, değişik yükleme şartları ve hareket profilleri için; hareket boyunca oluşacak titreşimler incelenip sistemin davranışı tespit edilerek uygun kontrolcü tasarlanmalıdır. Son on yılda, birçok alandaki büyük ilerlemeye rağmen esnek manipülatörlerin basit, verimli ve güvenilir kontrolü konularında yeteri kadar ilerleme sağlanamamıştır [1]. Bu sorunların giderilebilmesi için esnek manipülatörlerin modellenmesi, titreşim analizi ve kontrolü üzerine deneysel olarak doğrulanmış araştırmaların yapılması önemlidir.

Referans [2]'de esnek manipülatörlerin ve esnek çok serbestlik dereceli sistemlerin modelleme teorileri, dinamiği, deneysel yöntemleri ve kontrolü hakkında 1974–2005 yılları arasında yapılan 433 yayın taranarak literatür araştırması detaylı olarak sunulmuştur. Referans [3]'de rijit-esnek bir manipülatörün artık titreşimlerinin kontrolüne yönelik optimum yörünge planlaması yapılmıştır. Referans [4]'de, öteleme veya dönme hareketi yapan bir manipülatör kiriş olarak modellenmiş ve üzerindeki artık titreşimler incelenmiştir.

Kiriş yapılar [5], düzlemsel [6,7], tek [8] ve iki uzuvlu [9] manipülatörler gibi değişik esnek sistemlerin dinamik davranışları incelenmeye devam etmektedir. Benzer yapıların titreşimlerinin değişik kontrol yöntemleri ile azaltılması veya yok edilmesi üzerine araştırmalar yapılmaktadır [10-11].

## 2. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE MODELLEME

İncelenen iki serbestlik dereceli esnek manipülatörün şematik gösterimi Şekil 1'de verilmiştir. Buradaki gösterimde; 1 nolu uzuv sabit gövde, 2 nolu uzuv birinci esnek kol olan AB elemanı, 3 nolu uzuv ise ikinci esnek kol olan BC elemanıdır. A ve B noktalarında motor bağlantısı olup mafsal esnekliği sistemin matematik modeline eklenmiştir. $\varphi_{2s}$, $\varphi_{3s}$; 2 ve 3 nolu uzuvların t=0 da hareket öncesi başlangıç açılarıdır. $K_{m2}$ ve $K_{m3;}$ rotor veya mafsallardaki burulma yay sabitleridir. $\theta_{2m}$ ve $\theta_{3m}$; zamana bağlı değişen motor açılardır. A-$B_1$-$C_1$ konumu manipülatörün hareket öncesi yani t=0 başlangıç konumunu göstermektedir. A-$B_2$-$C_2$ konumu ise manipülatörün hedef noktası veya $t=t_d$ anındaki konumudur. Başka bir ifadeyle, 2 nolu uzuv $\theta_{2m}$ kadar, 3 nolu uzuv $\theta_{3m}$ kadar döndüğünde manipülatörün konumu A-$B_2$-$C_2$ olur.




Şekil 1. İki kollu esnek manipülatörün şematik gösterimi

1 nolu motor gövde tarafından taşındığı için sadece mafsal esnekliği modele katılmıştır. B noktasında yer alan 2 nolu motor eşdeğer ağırlık ve atalet momenti dikkate alınmak suretiyle nokta kütle olarak modele eklenmiştir. Manipülatör taşıma yükü de yine nokta kütle varsayımı ile modele eklenmiştir.
İncelenen esnek manipülatör, her bir düğüm noktasında 3 serbestlik derecesi olan kiriş elemanı (Beam3) ile modellenmiştir. Kullanılan düzgün kesitli kiriş elemanı (Beam3) Şekil 2'de görülmektedir. Hareket serbestisi olarak; lokal x ekseninde öteleme "$u$", lokal y ekseninde öteleme "$v$" ve lokal z ekseninde dönme $\theta$ veya $\left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)$ deplasmanları olmak üzere her bir düğüm noktasında 3 serbestlik derecesi vardır.




Şekil 2. Düzgün kesitli kiriş (Beam3) elemanı

Serbestlik dereceleri yönündeki deplasman değişimlerinin hesabı için kübik ve lineer interpolasyonlu şekil fonksiyonları kullanılmıştır.

$$u(x) = \left(1 - \frac{x}{L}\right)u_1 + \frac{x}{L}u_2 \qquad (1)$$

$$v(x) = c_0 + c_1 x + c_2 x^2 + c_3 x^3 \qquad (2)$$

$$\theta(x) = \frac{\partial v}{\partial x} = c_1 + 2c_2 x + 3c_3 x^2 \qquad (3)$$

Yukarıdaki şekil fonksiyonları kullanılarak potansiyel enerji ve kinetik enerji ifadeleri türetilir ve Lagrange denklemlerinde yerlerine yazılarak matris formunda düzenlenirse sistemin genel hareket denklemi aşağıdaki gibi elde edilir;

$$[M]\ddot{x} + [K]x = F(t) \qquad (4)$$

4 nolu denklemde, [M] lokal koordinatlarda kütle matrisi, [K] lokal koordinatlarda rijitlik matrisi, x deplasman vektörü, F(t) dış kuvvet ve yayılı atalet kuvvetlerini göstermektedir.

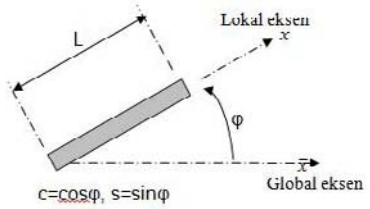
4 nolu denklemde yer alan [K] genelleştirilmiş rijitlik matrisi aşağıdaki gibidir;

$$k = \begin{bmatrix} \frac{AE}{L} & 0 & 0 & -\frac{AE}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} & 0 & -\frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} \\ -\frac{AE}{L} & 0 & 0 & \frac{AE}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} & 0 & \frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} \end{bmatrix}$$

4 nolu denklemde yer alan [M] genelleştirilmiş kütle matrisi aşağıdaki gibidir;

$$m = \frac{\rho AL}{420}\begin{bmatrix} 140 & 0 & 0 & 70 & 0 & 0 \\ 0 & 156 & 22L & 0 & 54 & -13L \\ 0 & 22L & 4L^2 & 0 & 13L & -3L^2 \\ 70 & 0 & 0 & 140 & 0 & 0 \\ 0 & 54 & 13L & 0 & 156 & -22L \\ 0 & -13L & -3L^2 & 0 & -22L & 4L^2 \end{bmatrix}$$

İncelenen sistemde, yapı hareketlidir ve elemanlar dönme veya öteleme hareketi yaptıkça elemanların lokal eksen takımları da dönmektedir (Şekil 3). Dolayısıyla, sistemin tamamını kapsayan global eksen takımına ihtiyaç vardır. Lokal koordinatlar ile global koordinatlar arasındaki dönüşüm matrisi aşağıdaki gibidir;




Şekil 3. Bir elemanın lokal eksende dönmesi

$$T = \begin{bmatrix} c & s & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -s & c & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c & s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -s & c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Yukarıdaki dönüşüm matrisinde, c; cosφ ve s; sinφ trigonometrik ifadelerini temsil etmektedir.

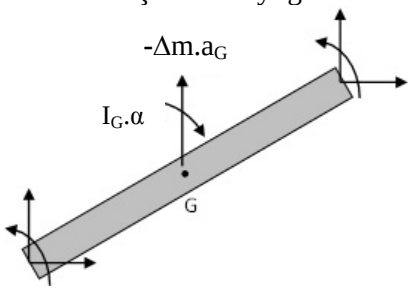
Lokal koordinatlarda elde edilen rijitlik ve kütle matrisleri, 5 nolu denklemde görüldüğü gibi dönüşüm matrisi ile çarpılmak süretiyle global koordinat takımına çevrilir. Burada, $T^T$ ifadesi dönüşüm matrisinin transpozudur.

$$\overline{k} = T^T k T \qquad \overline{m} = T^T m T \qquad (5)$$

Sistemin matematik modelinde, kütle ve rijitlik matrisleri, deplasman, ivme ve kuvvet vektörleri manipülatörün konumuna bağlı olarak zamana göre değişmektedir. Kuvvet vektörü, uzuvlar üzerine etki eden dış kuvvetler ve atalet kuvvetlerinden oluşmaktadır. Manipülatörün hareketi boyunca her an için değişen diferansiyel denklemler çözülerek titreşim cevabı elde edilir.

Hareket esnasında, manipülatör sonlu elemanları üzerinde atalet kuvvet ve torkları oluşur. Bu kuvvetlerin bulunabilmesi için öncelikle, her bir sonlu elemanın ağırlık merkezinin ivme bileşenleri katı cisim kinematiği ile hesaplatılır. Manipülatörün hareketi esnasında her bir sonlu eleman üzerinde oluşacak olan atalet kuvvetleri yaklaşık olarak $-\Delta m.a_G$ ile ve atalet torkları $-I_G.\alpha$ ile anlık olarak hesaplatılır (Şekil 4.) ve Beam3 eleman tipi için sonlu elemanın her iki ucunda bulunan aynı yöndeki nodal kuvvet ve nodal torklara eşit olarak dağıtılır. Burada, m;

sonlu elemanın kütlesini, $a_G$; sonlu elemanın ağırlık merkezinin ivmesini, $I_G$; kütle atalet momentini ve α açısal ivmeyi göstermektedir.

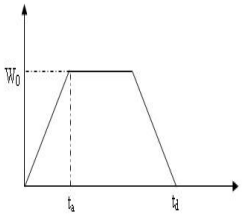



Şekil 4. Atalet kuvvetleri

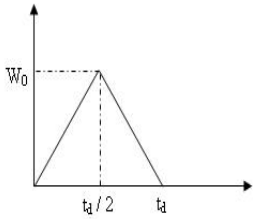
Bu şekilde atalet kuvvetleri tüm nodlara dağıtılmış olur. Benzer olarak yerçekimi kuvvetleri de tüm nodlara dağıtılabilir. Bu çalışmada incelenen robot kolları yatay pozisyonda çalıştığı için yerçekimi kuvvetleri dikkate alınmamıştır. Bu şekilde geliştirilen MatLAB tabanlı sonlu eleman analiz programı ile sonlu eleman titreşim analizleri yapılmıştır.

## 3. HIZ PROFİLLERİ

Manipülatörü hareket ettirmede kullanılan servo motorlar için, Şekil 5'de görülen trapez ve Şekil 6'de görülen üçgen hız profilleri uygulanmıştır.




Şekil 5. Trapez hız profili




Şekil 6. Üçgen hız profili

Trapez hız eğrisine ait hareket denklemleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Trapez hız profili karakteristiği

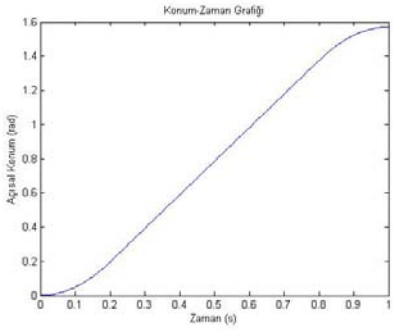
| Zaman Aralığı | Açısal Deplasman | Açısal Hız | Açısal İvme |
|---|---|---|---|
| $0 \le t < t_a$ | $\theta = \frac{w_0 t^2}{2t_a}$ | $w = w_0 \frac{t}{t_a}$ | $\alpha = \frac{w_0}{t_a}$ |
| $t_a \le t \le t_d - t_a$ | $\theta = \frac{w_0 t_a}{2} + w_0 (t - t_a)$ | $w = w_0$ | $\alpha = 0$ |
| $t_d - t_a < t < t_d$ | $\theta = \theta_m - \frac{w_0 (t_d - t)^2}{2t_a}$ | $w = \frac{w_0 (t_d - t)}{t_a}$ | $\alpha = -\frac{w_0}{t_a}$ |
| $t = t_d$ | $\theta = \theta_m$ | $w = 0$ | $\alpha = 0$ |

Şekil 6'da görülen üçgen hız profiline ait hareket denklemleri Tablo 2'de verilmiştir.

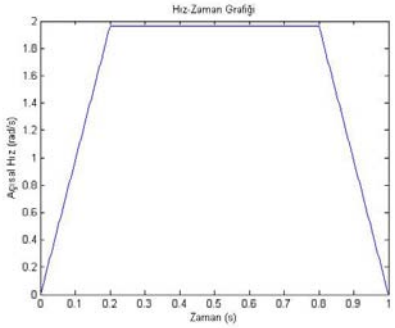
Tablo 2. Üçgen hız profili karakteristiği

| Zaman Aralığı | Açısal Deplasman | Açısal Hız | Açısal İvme |
|---|---|---|---|
| $0 \le t < t_a$ $t_a = t_d / 2$ | $\theta = \frac{w_0 t^2}{2t_a}$ | $w = w_0 \frac{t}{t_a}$ | $\alpha = \frac{w_0}{t_a}$ |
| $t_d - t_a < t < t_d$ $t_a = t_d / 2$ | $\theta = \theta_m - \frac{w_0 (t_d - t)^2}{2t_a}$ | $w = \frac{w_0 (t_d - t)}{t_a}$ | $\alpha = -\frac{w_0}{t_a}$ |
| $t = t_d$ | $\theta = \theta_m$ | $w = 0$ | $\alpha = 0$ |

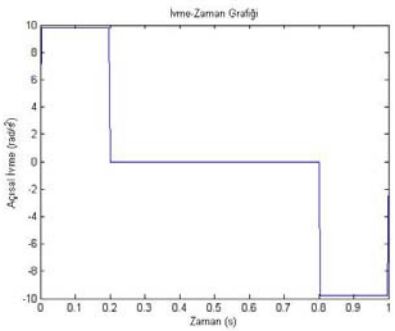
Trapez hız profiline ait konum, hız ve ivme grafikleri sırasıyla Şekil 7-8-9'da gösterilmiştir. Grafiklerde görülen hız profiline ait değerler; uzuv dönme miktarı $\theta_m$=90 derece, hareket süresi $t_d$=1 saniye, kalkış ivmelenme süresi $t_{acc}$=0.2 saniye, duruş ivmelenme süresi $t_{dec}$=0.2 saniyedir.




Şekil 7. Trapez profilin konum grafiği.



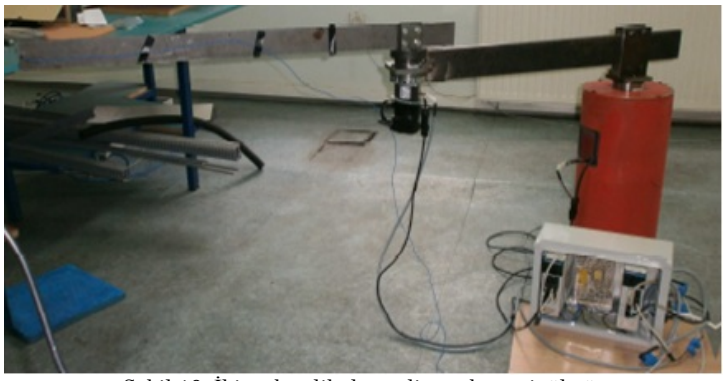

Şekil 8. Trapez profilin hız grafiği.




Şekil 9. Trapez profilin ivme grafiği.

## 4. SONLU ELEMAN TİTREŞİM ANALİZİ VE SİMÜLASYON

Analizler için üretilen 2 serbestlik dereceli esnek manipülatör Şekil 10'da gösterilmiştir. Robot kolları redüktörlü servo motorlar ile tahrik edilmektedir. Redüktör rotoru ile esnek kol arasındaki mafsal kısım bir burulma yayı ile modellenmiştir. Harmonic Drive redüktör kataloğu incelenerek çalışma şartlarına uygun olan yay sabiti seçilerek modele eklenmiştir.



Şekil 10. İki serbestlik dereceli esnek manipülatör

Manipülatörün bağlantı elemanlarının parçalı olması nedeniyle sistemin sonlu eleman modeli kurulurken kademeli çubuk yapısı göz önüne alınmıştır. Bu şekilde, birinci esnek kol her bir parçası kendi içinde homojen ve düzgün olacak şekilde part21, part2, part22 ve part23 kısımlarından oluşan 4 parçalı bir kiriş elemanı olarak modellenmiştir. İkinci esnek kol ise her bir parçası kendi içinde homojen ve düzgün olacak şekilde part31 ve part3 kısımlarından oluşan 2 parçalı bir kiriş elemanı olarak modellenmiştir. Sistemin fiziksel parametreleri Tablo 3'de gösterilmiştir.

Tablo 3. İki kollu esnek manipülatör fiziksel parametreleri

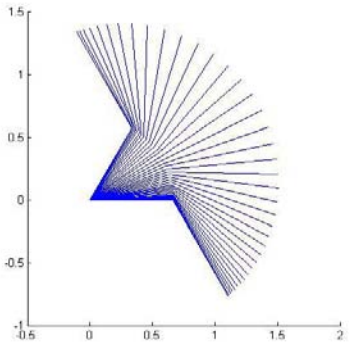
| **Özellik** | **Esnek Kol 1** | | | | **Esnek Kol 2** | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | **Part21** | **Part2** | **Part22** | **Part23** | **Part31** | **Part3** |
| **Uzunluk** | 45mm | 520mm | 48mm | 50mm | 30mm | 851mm |
| **Kesit alanı yüksekliği** | 140mm | 80mm | 80mm | 12mm | 60mm | 60mm |
| **Kesit alanı genişliği** | 41mm | 15mm | 32mm | 90mm | 33mm | 8mm |
| **Malzeme** | AISI 1020 Steel | | | | AISI 1020 Steel | |
| **Elastisite Modülü** | 210 Gpa | | | | 210 Gpa | |
| **Yoğunluk** | 7800 kg/m$^3$ | | | | 7800 kg/m$^3$ | |
| **Poisson Oranı** | 0.29 | | | | 0.29 | |
| **Motor** | Mitsubishi 200w servo | | | | Mitsubishi 200w servo | |
| **Redüktör** | 1/100 Harmonic drive | | | | 1/80 Harmonic drive | |
| **Mafsal esnekliği ($k_{Mt}$)** | 16000Nm/r | | | | 16000Nm/r | |

Hazırlanan MatLAB tabanlı sonlu eleman analiz programında Tablo 4'de belirtilen analiz değerleri için titreşim analizleri yapılmıştır. Burada, $t_d$ hareket süresini, $t_{acc}$ kalkış ivmelenme süresini, $t_{dec}$ duruş ivmelenme süresini ve $t_{res}$ hareket tamamlandıktan sonra oluşan artık titreşimleri inceleme süresini temsil etmektedir. Analizlerden elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

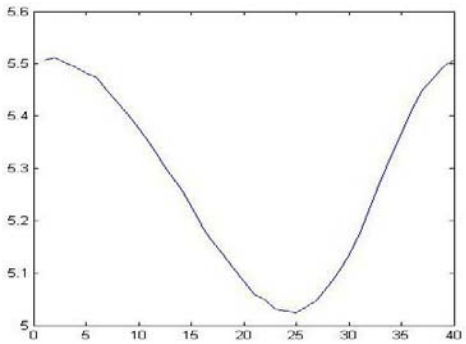
Tablo 4. Analiz değerleri

| Analiz No | $\varphi_{2s}$ (deg.) | $\varphi_{2s}$ (deg.) | $\theta_{2m}$ (deg.) | $\theta_{3m}$ (deg.) | $t_d$ (s) | $t_{acc}$ (s) | $t_{dec}$ (s) | $t_{res}$ (s) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 0 | -60 | 60 | 120 | 2 | 0.15 | 0.15 | 2 |
| 2 | 0 | -60 | 60 | 120 | 2 | 1 | 1 | 2 |
| 3 | -30 | -30 | 60 | 90 | 2 | 1.1 | 0.1 | 2 |
| 4 | -30 | -30 | 60 | 90 | 2 | 0.1 | 1.1 | 2 |

1 ve 2 nolu analizler için elde edilen konum uzayı Şekil 11'de ve hareket süresi boyunca anlık hesaplanan 1.doğal frekans değişim grafiği Şekil 12'deki gibi elde edilmiştir. Her iki kolun da aynı yönde açık olduğu pozisyonlarda doğal frekans değerleri düşük çıkarken, 3 nolu uzuv 2 nolu uzva yaklaştıkça doğal frekanslar ve sistemin rijtliği artmaktadır.

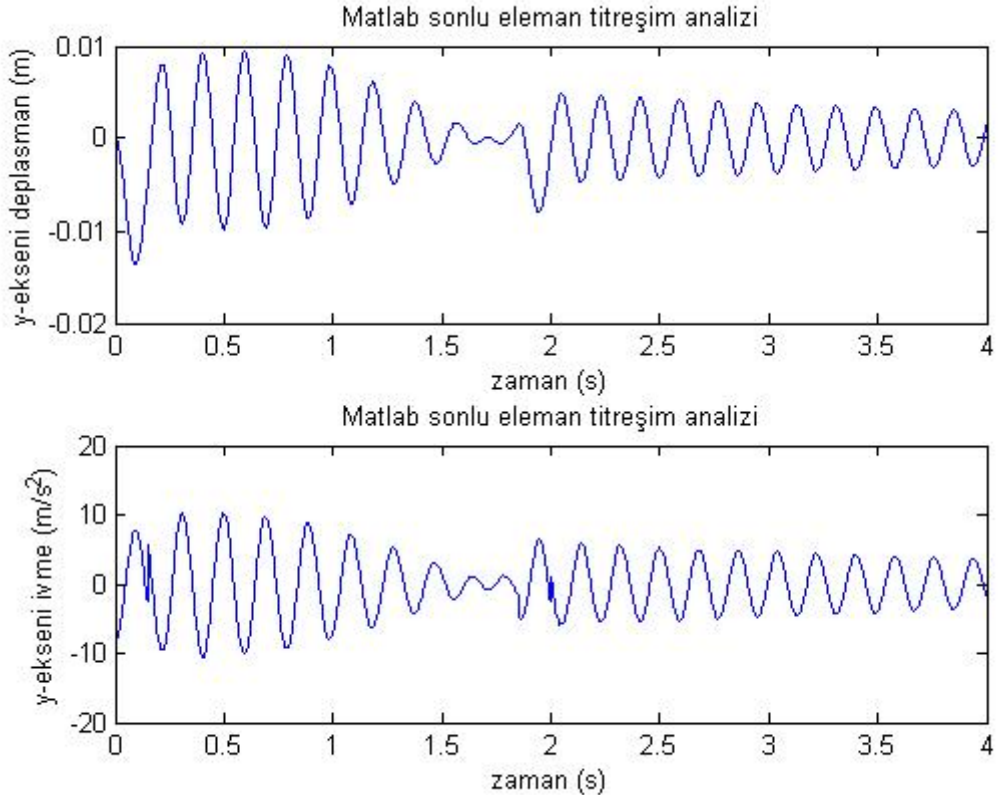


Şekil 11. Analiz(1-2) konum uzayı

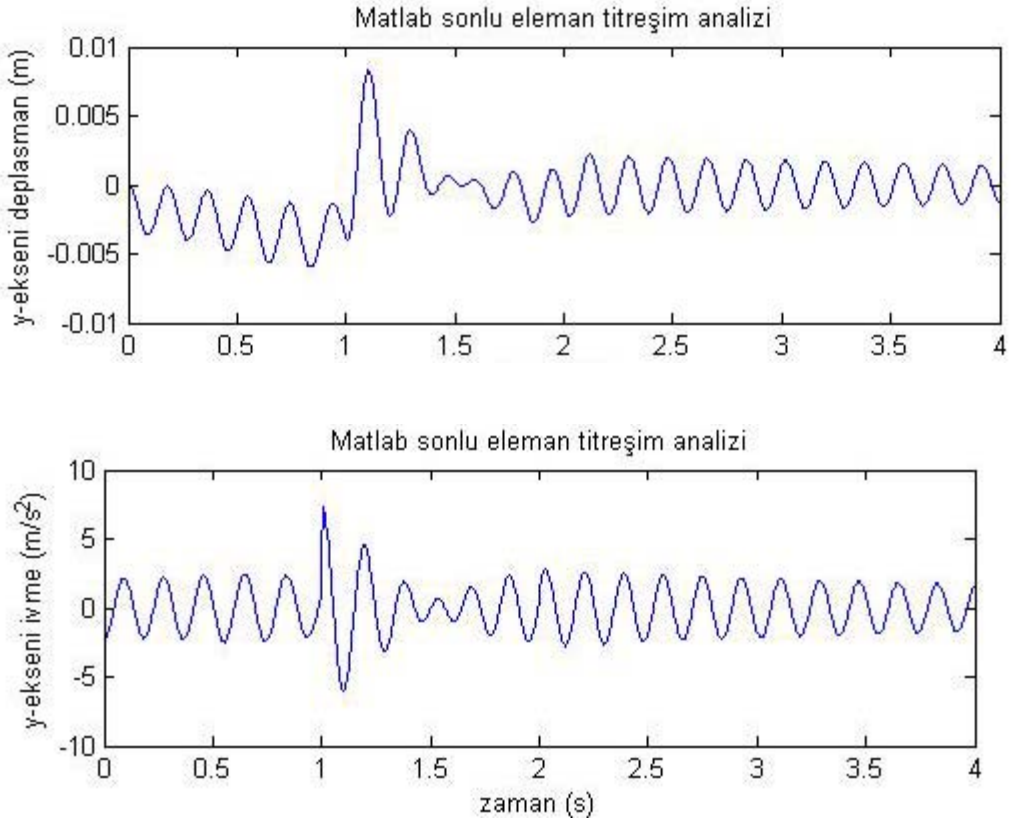


Şekil 12. Analiz(1-2) süresince 1.doğal frekans değişimi

1 nolu analiz sonuçları şekil 13'de ve 2 nolu analiz sonuçları Şekil 14'de grafik olarak verilmiştir. Bu iki analizde hareket miktarı ve hareket süresi aynıdır. Kalkış ve duruş ivmelenme sürelerinin etkisi araştırılmıştır. Grafikler incelendiğinde; $t_{acc}$ kalkış ivmelenme süreleri ve $t_{dec}$ duruş ivmelenme süreleri azaldıkça maksimum ivmelerin arttığı ve titreşimlerin artış gösterdiği görülmüştür (Şekil 13). Kalkış ve duruş ivmelenme sürelerinin arttırılması ile ortaya çıkan titreşim değerleri ise nispeten daha az olmuştur (Şekil 14).

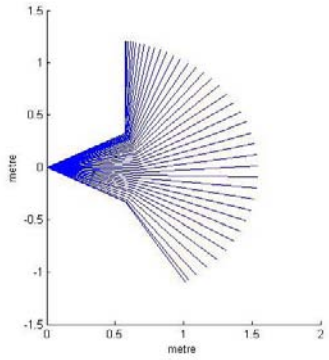



Şekil 13. Analiz 1 titreşim cevabı

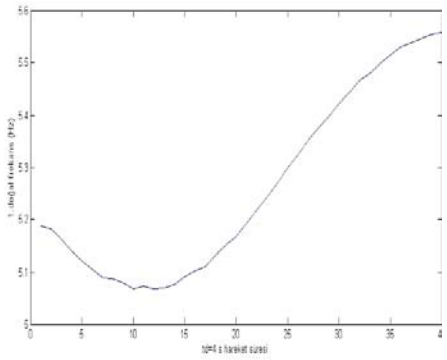



Şekil 14. Analiz 2 titreşim cevabı

3 ve 4 nolu analizler için elde edilen konum uzayı Şekil 15'de ve hareket süresi boyunca 1.doğal frekans değerinde meydana gelen değişim Şekil 16'deki gibi elde edilmiştir.

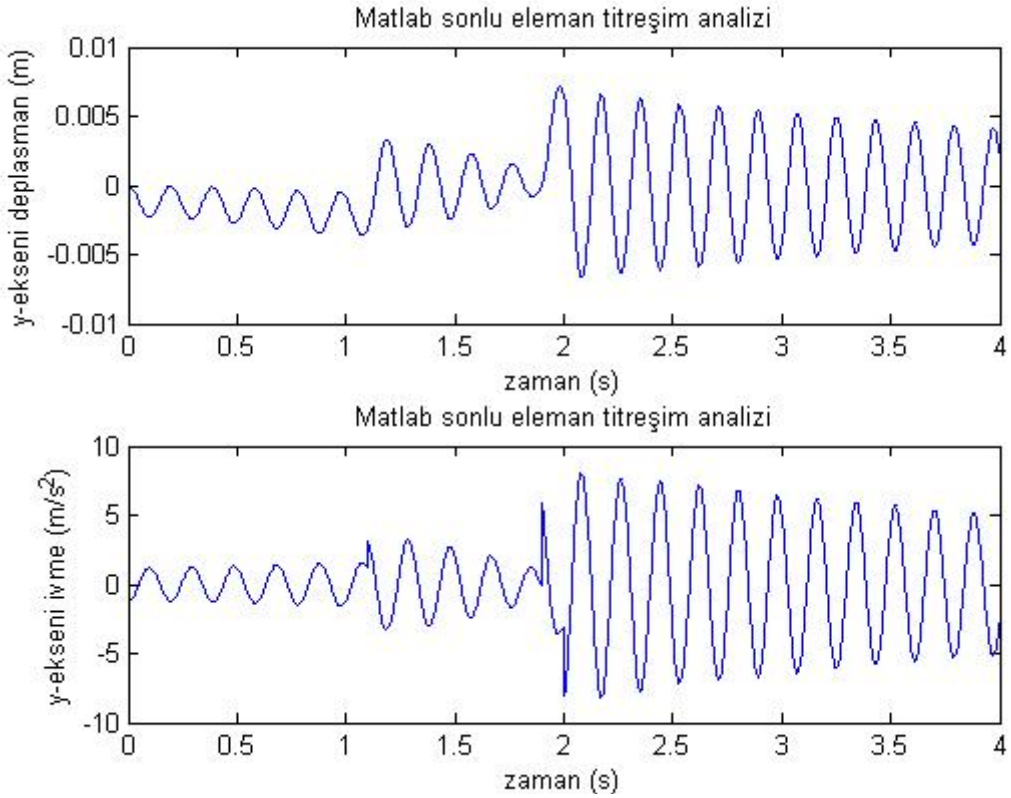



Şekil 15. Analiz(3-4) konum uzayı

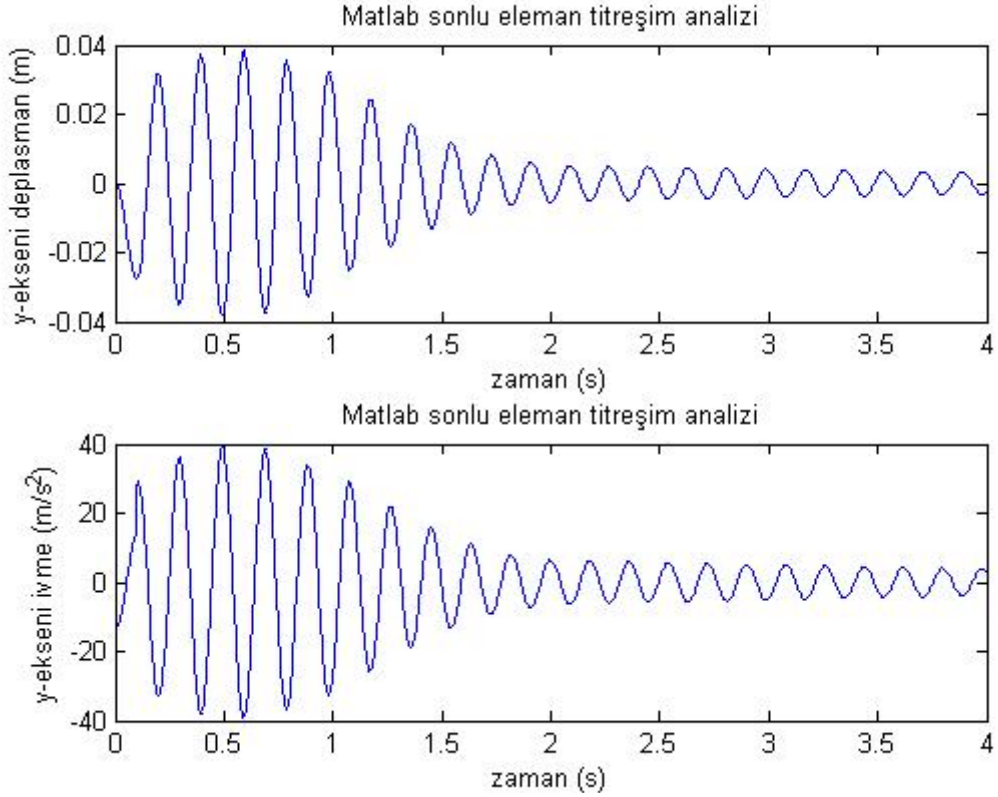


Şekil 16. Analiz(3-4) süresince 1.doğal frekans değişimi

3 nolu analiz sonuçları şekil 15'de ve 4 nolu analiz sonuçları Şekil 16'da grafik olarak verilmiştir. Bu iki analizde hareket miktarı ve hareket süresi aynıdır. Her iki analiz için, kalkış ve duruşta seçilen ivmelenme süreleri karşılıklı olarak değiştirilmiştir. Artık titreşimleri minimize edebilmek için araştırılması gereken hız girdisi parametresinin duruş ivmelenme süresi ile ilgili olduğu gözlenmiştir.




Şekil 17. Analiz 3 titreşim cevabı




Şekil 18. Analiz 4 titreşim cevabı

Analizlerden elde edilen titreşim cevapları uyumludur. Hareket sonrası oluşan artık titreşimlerin hız profilindeki parametrelere bağlı olduğu görülmüştür.

## 5. SONUÇLAR

İki kollu bir manipülatör, kol esnekliği ve mafsal esnekliği birlikte dikkate alınarak her bir düğüm noktasında 3 serbestlik derecesine sahip olacak şekilde sonlu elemanlar yöntemi ile parametrik olarak MatLAB tabanlı modellenmiştir. Manipülatörün hareket denklemi zamana bağlı olarak türetilmiştir. Sistem hareketindeki anlık değişimlere göre sistemin matematik modeli de anlık olarak değişmektedir. Bu şekilde sistemin dinamik cevabı kısa sürede elde edilebilmektedir. Üretilen sonlu elemanlar titreşim analizi programı, deneysel ve ticari simülasyon programları ile test edilerek daha sonraki çalışmalarda sunulacaktır. Bu program ile titreşim kontrolü çalışmaları da yapılabilecektir.

## 6. KAYNAKLAR

1. Wang, F.Y., Gao, Y., Advanced Studies of Flexible Robotic Manipulators: Modeling, Design, Control and Application: Series in Intelligent Control and Intelligent Automation, World Scientific, New York, USA, 2003.

2. Dwivedy, S.K., Eberhard, P., "Dynamic analysis of flexible manipulators, a literature review", Mechanism and Machine Theory, 41, s.749–777, 2006.

3. Abe, A., "Trajectory planning for residual vibration suppression of a two-link rigid-flexible manipulator considering large deformation", Mechanism and Machine Theory, 44, s.1627–1639, 2009.

4. Shin, K., Brennan, M.J., "Two simple methods to suppress the residual vibrations of a translating or rotating flexible cantilever beam", Journal of Sound and Vibration, 312,s.140–150, 2008.

5. Das, S.K., Ray, P.C., Pohit, G., "Free vibration analysis of a rotating beam with nonlinear spring and mass system", Journal of Sound and Vibration, 301, s.165–188, 2007.

6. Yu, S.D., Xi, F., "Free Vibration Analysis of Planar Flexible Mechanisms", Transactions of the ASME, 125, s.764-772, 2003.

7. Arts, R.G.K.M., Jonker, J.B., "Dynamic Simulation of Planar Flexible Link Manipulators Using Adaptive Modal Integration", Multibody System Dynamics, 7,s.31–50, 2002.

8. Shaheed, M.H., Tokhi, M.O., "Dynamic modelling of a single-link flexible manipulator: parametric and non-parametric approaches", Robotica, 20, s.93–109, 2002.

9. Özer, A., Semercigil, S.E., "An event-based vibration control for a two-link flexible robotic arm: Numerical and experimental observations", Journal of Sound and Vibration, 313, s.375–394, 2008.

10. Lin, S.M., "PD control of a rotating smart beam with an elastic root", Journal of Sound and Vibration, 312, s.109–124, 2008.

11. Shan, J., Liu, H.T., Sun, D., "Slewing and vibration control of a single-link flexible manipulator by positive position feedback (PPF)", Mechatronics, 15, s.487-503, 2005.

# BİR MERMİ BESLEME SİSTEMİ İÇİN AKÜMÜLATÖR TASARIMI

**Eres Söylemez*, Taha Öztürk**, Mümin Özsipahi***

*,** Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mak. Müh. Bölümü 06800, ANKARA

** Aselsan A.Ş. MST, Macunköy Tesisleri,06370, ANKARA

eres@metu.edu.tr, tahaozturk@aselsan.com.tr , ozsipahi@metu.edu.tr

## ÖZET

Gaz geri tepme esasına göre çalışan silahlarda, nominal atış hızı ortalamada sağlanacak biçimde atış duraksamalı (dur-kalk) şekilde gerçekleşmektedir. Silahın bu çalışma prensibine uygun olarak mermi besleme sisteminin çalışabilmesi için, besleme sistemi ile top arasında "mekanik akümülatör" olarak adlandırılan iki serbestlik dereceli mekanizma tasarlanmıştır. Mekanizmanın bir serbestliği elektrik motoru ile sağlanırken diğer serbestlik yayla yüklenmiş olup, bu sayede atışın gerektirdiği anlık dur-kalk hareketine olanak veren bir sistem oluşturmaktadır. Bu çalışmada bu akümülatör sisteminin kinematik ve dinamik tasarımı ele alınmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Mermi besleme sistemi, Dişli dörtçubuk mekanizması

# DESIGN OF A SHELL ACUMULATOR FOR A WEAPON SYSTEM

## ABSTRACT

Firearms that operate under the action of explosive operate intermitatly while satisfying a certain variable number of rounds per unit time. The feeding device for such firearms must be able to meet this intermittant and variable demand. To satisfy such requirement a two degree of freedom apparatus, "Mechanical accumulator" has been designed and used. In this study the kinematics and dynamics of such an accumulator is discussed.

## 1. Giriş

Otomatik silahlarda merminin silaha bes-lenmesi günümüze kadar değişik yön-temlerle çözülmüştür. Bir alternatif belirli sayıda mer-minin önceden şarjöre yerleştirilmesi ve bu mermilerin silaha tork motoru ile itilmesidir. Tork motoru temel olarak bir elektik motoru çıkış mili ile tahrik edilen burulma yayından oluşur. Sistem burulma yayı ile tahrik edilir ve bu yayda ki gerilme belirli bir değerin altına düştüğünde motor çalışarak yayı sıkıştırır; belirli tork değerine gelindiğinde ise motor durur. şarjörlü sistemde sınırlı sayıda mermi silaha itileceğinden dolayı mermi ağırlığının yüksek olduğu durumda bile motor gücü makul boyutlarda olabilmekte ve mermi silaha yüksek hızlarda beslenebilmektedir (> 500 Atım/Dakika).

Bir başka tip besleme ise mermilerin bir şerit üzerine yerleştirilmesi ve silahın geri tepme gücü ile bir sonraki merminin silaha beslen-mesinin sağlanmasıdır.

Yukarıda açıklanan her iki durumda da mühimmatın silaha beslenmesi için bir ara işlem gerekmekte (kartuşa yerleştirme, şerite dizme) ve

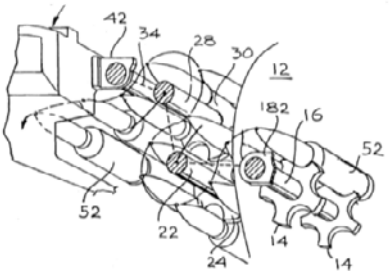
mühimmat kullanıldıktan sonra geride kartuş veya şerit kalmaktadır.

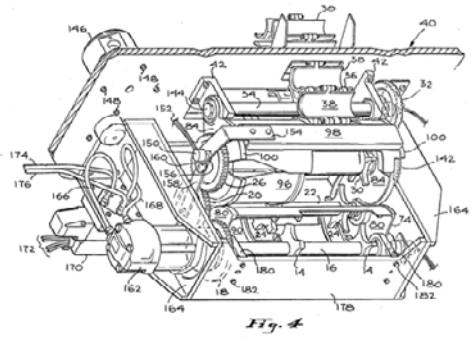
Son yıllarda gerek kartuşlu ve gerek şeritli mühimmatların yerine "şeritsiz mühimmat besleme" olarak adlandırılan sistemler kullanılmaktadır. Bu sistemde mühimmat silah sistemi üzerinde bir bant üstünde taşınmakta ve depolanmaktadır. Gerektiğinde bu bant üze-rinde farklı özelliklere sahip mühimmat da bulunabilmektedir. Band üzerinde bulunan çok sayıda merminin kartuşda olduğu gibi bir tork motor ile tahrik edilmesi durumunda band üzerinde bulunan mermi sayısının fazla olmasından dolayı oldukça büyük tork motoru kullanılması veya meri atım hızının düşürülmesi gerekmektedir.

Yüksek atış hızlarına çıkmak ve bu sırada band ivmesini sınırlı tutabilmek için silah ile band arasına belirli sayıda mermiyi depolayan ve gerektiğinde bu mermileri hızla silaha besleyebilen bir sistem yerleştirilmesi gerekmektedir. Bu konuda literatür araştırıldığında patent koruma süreleri bitmiş 17 Ağustos 1982 de Michael D. Gordon ve Costa Mesa'nın buluşu olan (General Dynamics'e ait) US4344350 Numaralı "Crossfeeder " adlı patent [1] ve 25 Haziran 1985 de aynı kişilere verilmiş olan US 4524673 numaralı "Gun Powered Ammunition Magazine" patentlerine [2] rastlanılmıştır. Bu sistem "mekanik akümülatör" olarak adlandırılacaktır. Sistem Şekil 1-4 de görülmektedir. US4333350 numaralı patentte dişliler ana magazin zincirinden tahrik alırken dört çubuk mekanizmasında 2 kolunu sabit uzva bağlayan mafsala "Booster Motor" olarak adlandırılan bir elektrik motoru ile tahrik verilmektedir. Buna karşın US4524673 Numaralı patentte dişliler ana magazin zincirinden tahrik alırken dört çubuk mekanizmasına 2 ve 3 uzuvları arasında bulunan döner mafsala etkin eden burulma yayı ile tahrik verilmektedir (Şekil 5). Burada her iki durumda incelenecektir.

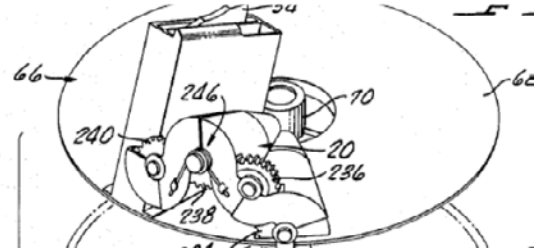
## 2. Akümülatör Mekanizmasının Kinematik Analizi

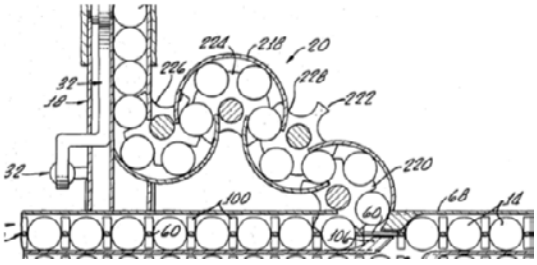
Mekanik akümülatör temel olarak 3 hareketli uzuv boyu eşit bir dört çubuk mekanizması ve bu mekanizmanın mafsal eksenlerine döner mafsalla bağlı üç dişli çift oluşturan 4 dişliden oluşmaktadır ($G_1$, $G_2$, $G_3$, $G_4$). (Şekil 5). Sistemin çalışması için dişlilerin diş sayısı ve nominal çaplar (a). hareketli uzuv boyları birbirlerine eşit ($a_2=a_3=a_4=a$, $a_1=b$) olması gerekmektedir. Kinematik olarak tasarım için tek parametre r=b/a, hareketli kol boyunun sabit uzva oranı kalmaktadır. Dişlilerin çevresine mermi yerleştirileceğinden bu mermilerin birbirine çarpmaması için r>2 olması gerekmektedir. Grashof kuralına göre mekanizma çift-sarkaç olacaktır.



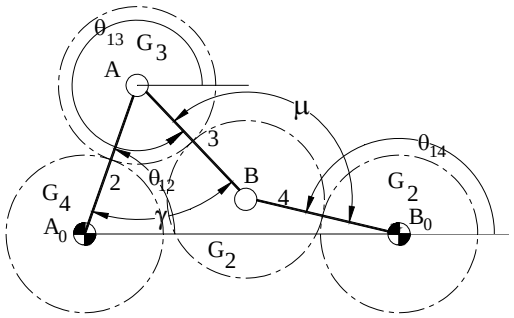

**Şekil 1 ve şekil 2** (US4344350 "Crossfeeder " patentinden)




**Şekil 3. ve 4** (US 4524673 "Gun Powered Ammunition Magazine" patentinden)

Düzlemsel bir mekanizma olan sistemde toplam uzuv sayısı 8 ($l$=8), mafsal sayısı 11 (8




**Şekil 5.**

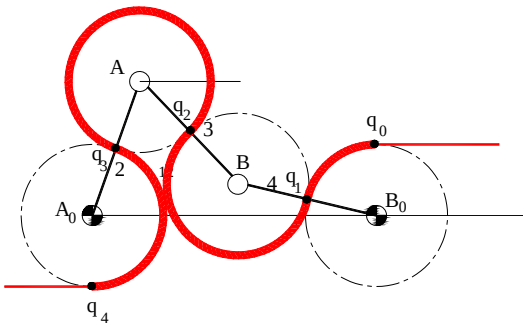
Döner mafsal ve 3 dişli çift) ve toplam mafsal serbestlik derecesi $\Sigma f_i$=8+2*3=14 olduğundan mekanizma serbestlik derecesi genel serbesttlik denkleminden:

$$F=\lambda(l-j-1)+\Sigma f_i$$

$$F=3(8-11-1)+14=-12+14=2$$

dir. Sistem genel serbestlik derecesine uymaktadır. Girdi olarak bir kolun dönmesi ve bir dişlinin dönmesi seçilebilir.

Dişliler mermileri taşıyan bant tarafından mermiye aynı lineer hızı verecek şekilde hareket ettirilir. Dişlilerin dönme serbestisi dört-çubuk mekanizmasının hareketinden bağımsızdır. Yani, dört çubuk mekanizmasının her hangi bir konumunda giriş dişlisi döndürüldüğünde diğer dişliler aynı yönde veya ters yönde aynı açısal hızda dönerler. Dört çubuk mekanizmasında hareket olmadığında, band tarafından iletilen mermi aynı hızda dişlilerin çevresinde bulunan yuvalar vasıtası ile silaha aktarılacaktır. Buna karşın kolların hareketi sırasında dişliler birbirlerine göre bağıl hareket yapacaklardır. Yani, band beslemesi durduğunda eğer dört çubuk mekanizması kolları uygun bir şekilde hareket ettirilir ise, dişli çevresinde bulunan mermilerin belirli bir kısmı silaha beslenebilir. Başka bir deyişle, dört-çubuk mekanizmasının hareketi ile $\theta_0$, $\theta_1$, $\theta_2$, $\theta_3$, $\theta_4$ çevre uzunluğu (Şekil 6) uzayınca mermiler depolanacak ve bandtan besleme olmasa bile, ihtiyaç olduğunda mekanizma kolları hareket ettirildiğinde $\theta_0$- $\theta_4$ çevre uzunluğu kısalarak depoda bulunan mermiler silaha beslenebilecektir. Bu husus sistemin depolama görevini yapmasına olanak tanır. Bu çalışmada giriş dişlisi sabitken ($\omega_{G1}$=0) dört-çubuk mekanizması mafsallarına verilen tahrik ile akümülatörün mermileri depolaması ve gerektiğinde beslemesi incelenecektir.




**Şekil 6**

Mekanizmada bulunan dişli sistemini mekanizma uzuvları kol olan planet dişli sistem olarak ele alabiliriz. Bu durumda:

$$\frac{\omega_{G2}-\omega_{14}}{\omega_{G1}-\omega_{14}}=-1$$

$$\frac{\omega_{G3}-\omega_{13}}{\omega_{G2}-\omega_{13}}=-1 \qquad [1]$$

$$\frac{\omega_{G3}-\omega_{12}}{\omega_{G4}-\omega_{12}}=-1$$

Burada $\omega_{G1}$, $\omega_{G21}$, $\omega_{G3}$ve $\omega_{G41}$ dişli uzuvlarının sabit uzva göre açısal hızlarını, $\omega_{12}$, $\omega_{13}$, $\omega_{14}$ ise dört çubuk mekanizası kollarının hızlarını göstermektedir.

$$\omega_{G1}=0 \qquad [2]$$
$$\omega_{G2}=2\omega_{14}$$
$$\omega_{G3}+\omega_{G2}=2\omega_{13}$$
$$\omega_{G4}+\omega_{G3}=2\omega_{12}$$

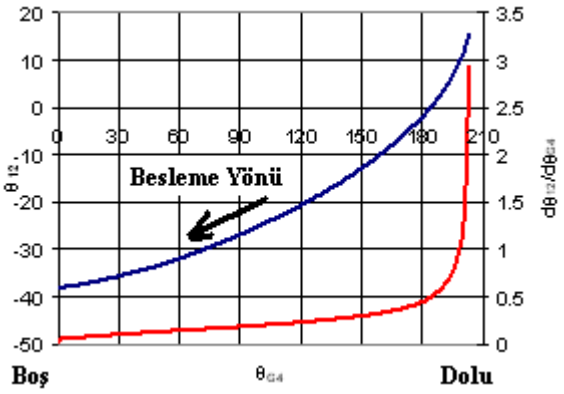
Dört Çubuk mekanizması kol hızları ise [3]

$$\omega_{13}=\frac{\sin(\theta_{14}-\theta_{12})}{\sin(\theta_{13}-\theta_{14})}\omega_{12} \qquad \omega_{14}=\frac{\sin(\theta_{13}-\theta_{12})}{\sin(\theta_{13}-\theta_{14})}\omega_{12}$$
$$\omega_{13}=g_{32}\omega_{12} \qquad \omega_{14}=g_{42}\omega_{12} \qquad [3]$$

Bu denklemler kullanılarak, çıkış dişlisinin ($G_4$) 2 uzvunun açısal hızına göre oranı:

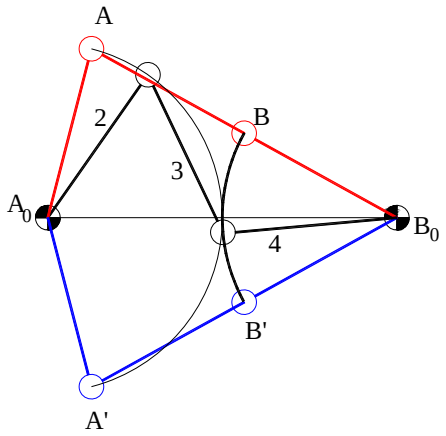
$$\frac{\omega_{G4}}{\omega_{12}}=\frac{d\theta_{G4}/dt}{d\theta_{12}/dt}=\frac{d\theta_{G4}}{d\theta_{12}}=2(1-g_{32}+g_{42})$$
$$\frac{d\theta_{G4}}{d\theta_{12}}=2\frac{[\sin(\theta_{13}-\theta_{14})-\sin(\theta_{14}-\theta_{12})+\sin(\theta_{13}-\theta_{12})]}{\sin(\theta_{13}-\theta_{14})} \qquad [4]$$

Şekil 7 de bir r değeri için $\theta_{12}$ kol dönme açısının $\theta_{14}$ çıkış dişlisi dönme açısına göre değişimi görülmektedir.




**Şekil 7.**

Kol sarkaç mekanizmasının sınır konumları, girdi olarak momentin uygulanacağı mafsala bağlıdır. Örneğin 2 uzvunu sabit uzva bağlayan mafsal girdi olarak kullanıldığında sınır konumlar Şekil 7 de görüldüğü gibi olacaktır. Eğer 4 uzvunu sabit uzva bağlayan mafsal girdi olur ise sınır konumlar şekil 7 de görülen şeklin dikey eksende ayna görüntüsü olacaktır. Depolama sırasında mümkün olan konumların tümünün kullanılması söz konusu olamaz çünkü, şekil 7 de görüldüğü gibi bağlama açısı sıfır olduğundan bu sınır konumlarda hareket için gereken tork sonsuzdur.




**Şekil 8. Ölü konumlar (2 uzvu tahrik)**

## Akümülatör Mekanizmasının Kuvvet Analizi

### 3.1. Tahrik Momenti A mafsalına uygulandığında

Merminin Silaha beslenmesi için $F_{G4}$ kuvveti ile itilmesi gerekmektedir. Bu kuvvetin G4 dişlisine etki edeceği moment $\mathbf{T_{G4}=F_{G4}}$*a/2 dir. Bu moment $A_0$ mafsalına uygulanacak olan $T_{12}$ momenti ile dengelenmesi gerekmektedir. Atalet kuvvetleri ihmal edildiğinde virtüel iş prensibi kullanılarak

$$\frac{T_{12}}{T_{G4}}=\frac{\delta\theta_{G4}}{\delta\theta_{12}}=2\frac{[\sin(\theta_{13}-\theta_{14})-\sin(\theta_{14}-\theta_{12})+\sin(\theta_{13}-\theta_{12})]}{\sin(\theta_{13}-\theta_{14})}$$

$T_{G4}$*$\delta\theta_{G4}$ = $T_{12}$*$\delta\theta_{12}$

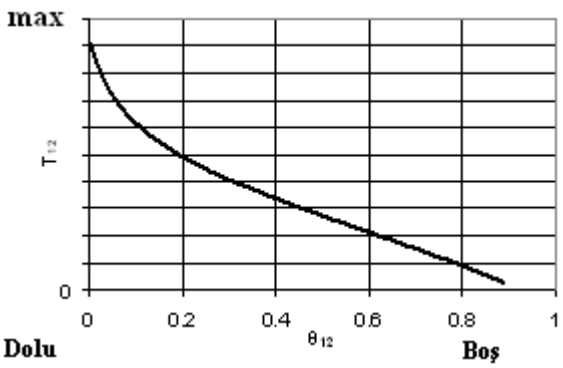
Öyle ise:

Sabit bir $F_{G4}$ kuvveti istenildiğinde, Gerekli olan $T_{12}$ momenti:

$$T_{12}=2\frac{[\sin(\theta_{13}-\theta_{14})-\sin(\theta_{14}-\theta_{12})+\sin(\theta_{13}-\theta_{12})]}{\sin(\theta_{13}-\theta_{14})}*F_{G4}*\frac{a}{2}$$

[5]

Belirli Bir r ve direnç kuvvetine göre 2 koluna değişik krank açılarına göre uygulanması gereken moment Şekil 9 da görülmektedir.



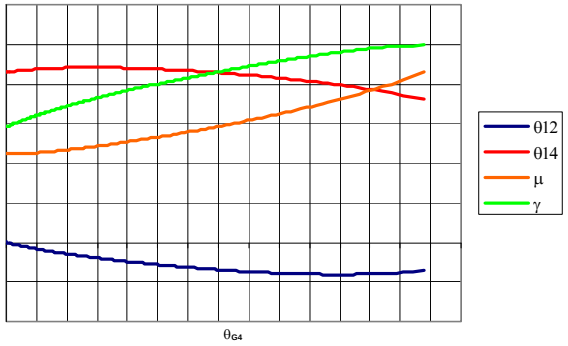

**Şekil 9.**

Bu eğri incelendiğinde: akümülatör boş konumda iken düşük moment değeri gerekirken dolu konumda yüksek moment gereksinimi vardır. Eğer iki uzvu motor ile tahrik edilecek ise, motor anlık olarak bu yüksek momenti karşılayacak şekilde seçilmelidir. Ancak eğer $T_{12}$ momenti 1 ve 2 uzuvları arasına yerleştirilen burulma yayı ile yapılacak ise, yay katsayısı negatif olmalıdır (ayrıca lineer bir yay kullanılamaz).

Bu tip bir moment gereksinimi için bir kam ve lineer yay kullanılarak çözüm elde etmek mümkündür. Ancak gerek yer sorunu ve gerek sistemin karmaşıklaşacağından dolayı bu çözümden vazgeçilmiştir.

### 3.2.Tahrik Momenti B ve/veya C mafsalına uygulandığında

Mekanizmanın kinematik analizi yapılarak $\theta_{G4}$ açısına göre dört çubuk mekanizmasının $\theta_{12}$, $\theta_{14}$, $\gamma$ ve $\mu$ açıları incelendiğinde $\theta_{14}$ açısınınn bu aralıkda bir maksimum değeri bulurken $\gamma$ ve $\mu$ açılarının $\theta_{G4}$ e göre monotonik olarak arttığı görülmüştür (Şekil 10).



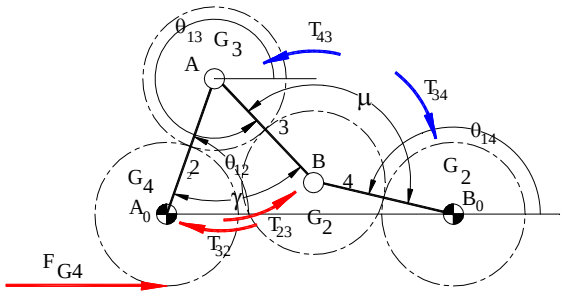

**Şekil 10**

$\gamma$ ve $\mu$ açılarının $\theta_{G4}$ e göre değişimi (1) ve (3) numaralı denklemler kullanılarak:

$$\frac{d\gamma}{d\theta_{G4}} = \frac{1}{2}\frac{\sin(\theta_{14}-\theta_{12})-\sin(\theta_{13}-\theta_{14})}{\left[\sin(\theta_{13}-\theta_{14})-\sin(\theta_{14}-\theta_{12})+\sin(\theta_{13}-\theta_{12})\right]} \quad [6]$$

$$\frac{d\mu}{d\theta_{G4}} = \frac{1}{2}\frac{\sin(\theta_{14}-\theta_{12})-\sin(\theta_{13}-\theta_{12})}{\left[\sin(\theta_{13}-\theta_{14})-\sin(\theta_{14}-\theta_{12})+\sin(\theta_{13}-\theta_{12})\right]} \quad [7]$$

2-3 ve/veya 3-4 kolları arasına burulma yayı yerleştirilmesi düşünüldüğünde, Bu yayların verilen bir $F_{G4}$ besleme kuvvetine göre gerekli olan bu momentler virtüel iş prensibine göre belirlendiğinde (Şekil 11):

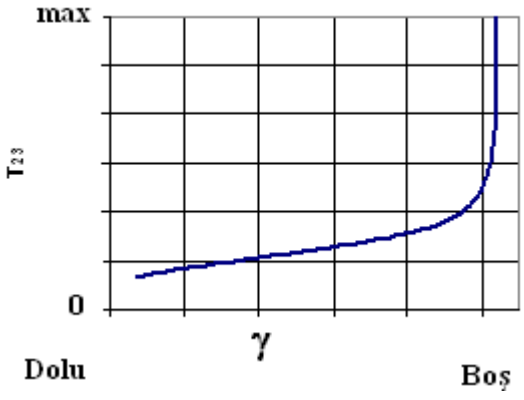



**Şekil 11**

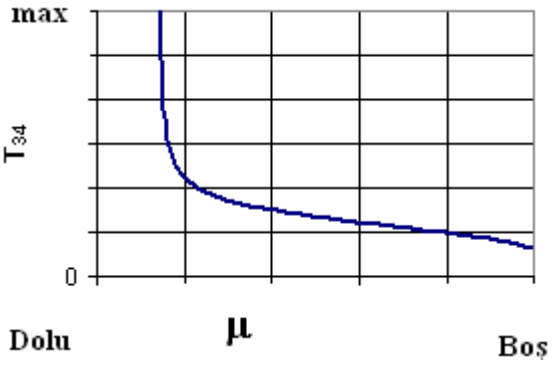
$$T_{23} = \frac{2\left[\sin(\theta_{13}-\theta_{14})-\sin(\theta_{14}-\theta_{12})+\sin(\theta_{13}-\theta_{12})\right]}{\left[\sin(\theta_{14}-\theta_{12})-\sin(\theta_{13}-\theta_{14})\right]} F_{G4}\frac{a}{2} \quad [8]$$

$$T_{34} = \frac{2\left[\sin(\theta_{13}-\theta_{14})-\sin(\theta_{14}-\theta_{12})+\sin(\theta_{13}-\theta_{12})\right]}{\left[\sin(\theta_{14}-\theta_{12})-\sin(\theta_{13}-\theta_{12})\right]} F_{G4}\frac{a}{2} \quad [9]$$

$T_{23}$ ve $T_{34}$ momentlerinin $\gamma$ ve $\mu$ açılarına göre değişimleri Şekil 12 e 13 de görülmektedir. Bu eğrilerden anlaşılacağı gibi mekanizma boşaltma yönünde hareket ederken $T_{23}$ momenti artmakta (negatif yay katsayısı); $T_{34}$ momenti ise gittikçe azalmaktadır (pozitif yay katsayısı). 3-4 uzuvları arasında lineer olmayan bir yay yerleştirilebilir isede burulma yayından elde edilmek istenilen minimum ve maksimum değerler arasında fark ve bu eğrinin başlangıç dönme açılarında yüksek eğim değerlerinden dolayı tek bir yay kullanılmasından vaz geçilmiş, her iki mafsala yay yerleştirilmesi düşünülmüştür. Giriş dişlisi sabit düşünüldüğünde tek serbestlik dereceli bu sistem A ve B mafsallarından moment uygulanarak tahrik edilmektedir.




**Şekil 12**




**Şekil 13**

Virtüel iş prensibine göre:

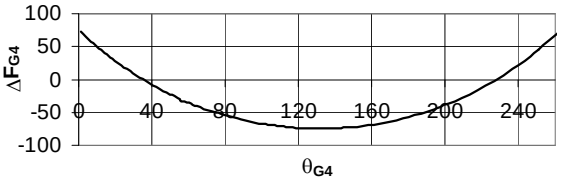
$$T_{G4}\delta\theta_{G4}=T_{23}\delta\gamma+T_{34}\delta\mu$$

veya:

$$T_{G4} = \frac{d\gamma}{d\theta_{G4}} T_{23} + \frac{d\mu}{d\theta_{G4}} T_{34} \qquad [10]$$

**dγ/ dθ$_{G4}$** ve **dμ/ dθ$_{G4}$** denklem 6 ve 7 de verilmektedir.

Her iki mafsala lineer burulma yayları yerleştirildiğinde **F$_{G4}$** besleme kuvvetinin nominal değerden değişimi şekil 14 de gösterildiği gibi olmaktadır. Bu sapmaların kabul edilebilir sınırda olduğu düşünülmüştür.



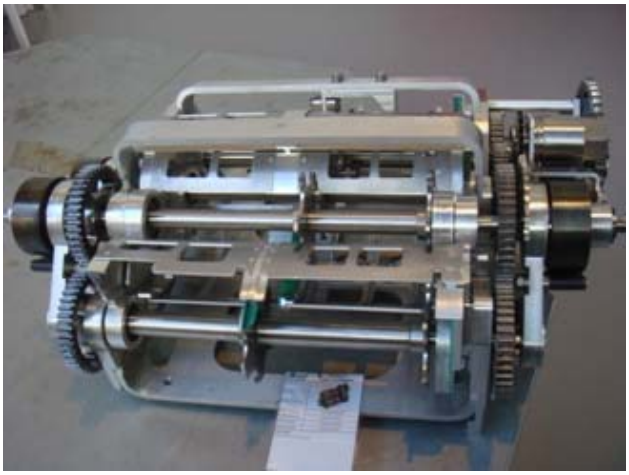

**Şekil 14**

## 4. Sonuç ve Tartışma

Yapılmış olan analizler hem Excel® programı kullanılarak ve hem de MATLAB SIMULINK® Paket programı ile yapılmıştır. Her iki programla aynı sonuçlar elde edilmiştir. Bu değerlere göre akümülatör imal edilmiş ve istenilen şartların sağlandığı testlerle doğrulanmıştır. Sistemin görünümü Şekil 15 ve 16 da görülmektedir.Bu sistem merminin silaha beslemesi için tasarlanmışsada şişe ve kutu paketleme sistemlerinde de kullanılabilir.

Yapılan çalışma Aselsan A.Ş. tarafından yürütülmekte olan "**Otomatik Şeritsiz Mühimmat Besleme Mekanizması**" kapsamında Orta Doğu Teknik Üniversitesi ile yapılmış olan tasarım danışmanlık sözleşmesi çerçevesinde gerçekleştiriilmiştir. Yazarlar Aselsan A.Ş. ye teşekkürü bir borç bilirler. Ayrıca, birinci yazar makale hakeminin yapmış olduğu düzeltmeler için teşekkür eder.

.



**Şekil 15**



**Şekil 16.**

## Referanslar

1. **US4344350 ,** Golden Michael "Crossfeeder", 1982-08-17
2. **US4524673 ,** Golden Michael "Gun powered ammunition magazine", 1985-06-25
2.3. **Eres Söylemez,** "Mekanizma Tekniği" Birsen Yayınevi, 2. Baskı 2010
3.4. **Eres Söylemez** "Makina dinamiği" Birsen Yayınevi, 2.Baskı 2013

# MALZEME ÖZELLİKLERİ VE KESİTİ ÜSTEL FONKSİYONA GÖRE DEĞİŞEN ÇUBUKLARIN DİFERANSİYEL KUADRATOR YÖNTEMİ İLE SERBEST TİTREŞİM ANALİZİ

Orhan ÇAKAR

Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 23119, ELAZIĞ

cakaro@firat.edu.tr

## ÖZET

Çalışmada, malzeme özellikleri fonksiyonel olarak derecelendirilmiş değişken kesitli çubukların serbest titreşimi incelenmiştir. Euler-Bernoulli çubuk teorisi dikkate alınarak elastisite modülü ve malzeme yoğunluğunun çubuk kalınlığı boyunca üstel olarak değiştiği kabul edilmiştir. Çubuk kesitinin de üstel olarak değiştiği göz önüne alınmıştır. Hareket denklemleri farklı sınır şartları için Diferansiyel Kuadratör Yöntemi kullanılarak çözülmüş ve çubuğun doğal frekansları elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırılmış ve çok az sayıdaki düğüm noktası ile oldukça iyi yaklaşımlar elde edilebileceği görülmüştür. Farklı malzeme dağılımlarının uniform ve değişken kesitli çubukların doğal frekansları üzerindeki etkisi incelenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Titreşim, doğal frekans, Diferansiyel Kuadratör Yöntemi, fonksiyonel derecelendirilmiş malzeme.

## FREE VIBRATION ANALYSIS OF BEAMS WITH EXPONENTIALLY VARYING MATERIAL PROPERTIES AND CROSS-SECTION USING DIFFERENTIAL QUADRATURE METHOD

## ABSTRACT

The present study deals with vibration analysis of functionally graded beams with variable cross-section. Euler-Bernoulli beam theory is assumed and it is considered that the elasticity modulus and mass density of the beam material vary exponentially along the beam thickness. Also width of the beam varies exponentially. The equations of motion are solved by using the Differential Quadrature Method for different boundary conditions and natural frequencies are calculated. The effects of different material gradients on the natural frequencies of both uniform and variable cross-section beams are investigated.

**Keywords:** Vibration, natural frequency, Differential Quadrature Method, functionally graded material.

## 1. GİRİŞ

Günümüzde çok tabakalı kompozit malzemeler yüksek hafifliği yanında dayanım özelliklerinden dolayı makine, inşaat, havacılık, uzay ve gemicilik gibi birçok sektörde yaygın olarak kullanılmaktadır. Genel olarak farklı malzemelerin üst üste getirilerek oluşturulduğu bu tür yapılarda malzeme özelliklerinin farklı olmasından dolayı iki tabaka arasında yüksek gerilmeler oluşur ve neticede tabakalar arasında yarılmalar ve çatlaklar oluşabilmektedir. Örneğin yüksek sıcaklığa maruz kalan metal bir yapı seramik bir malzeme ile kaplandığında seramiğin yüksek sıcaklık dayanım özelliğinden dolayı bu metal yapı sıcaklığa karşı korunabilmektedir. Ancak bu iki malzemenin özelliklerinin birbirinden çok farklı olması nedeniyle sıcaklıkla birlikte birleşme yüzeyinde gerilme yoğunlaşmaları artmakta ve tabakalar arasında ayrılma veya çatlak oluşabilmektedir. Bu durumdan

kurtulmanın bir yolu seramik ve metal karışımından oluşturulmuş fonksiyonel derecelendirilmiş malzemedir (FDM). Bu tip malzemeler genellikle iki farklı malzemeden oluşmakta ve malzeme özelikleri herhangi bir doğrultuda sürekli olarak değişmektedir. Bu özelliğinden dolayı iki malzemenin birleştiği ara yüzeyde malzeme özellikleri birbirine çok yakın olduğundan yukarıda bahsedilen problemlerin önüne geçilmiş olmaktadır. Bu nedenle mühendislikte FDM'lerin yeni bir malzeme olarak kullanımı giderek yaygınlaşmakta ve araştırmacıların ilgisini çekmektedir. Bunun tabii sonucu olarak bu tür yapıların dinamik özelliklerinin bilinmesi de önemli olmaktadır.

Malzeme özelliklerinin değişken olması FDM yapıların analizlerini güçleştirmekte ve klasik yöntemlerin çözüm doğruluğu azalmaktadır. Bu nedenle araştırmacılar çeşitli yöntemler geliştirmiş ve önermişlerdir. Chakraborty ve arkadaşları [1] FD yapıların termoelastik davranışlarının analizi için yeni bir sonlu eleman (SE) geliştirmişlerdir. Geliştirilen eleman, birinci dereceden deformasyon teorisine dayanmakta olup elastik ve termal özelliklerin kalınlık boyunca değiştiği göz önüne alınmaktadır. Malzeme özelliklerinin üstel ve çeşitli dereceden polinomlara göre değiştiği varsayılarak statik, serbest titreşim ve dalga yayılımı incelenmiştir. Alshorgaby ve arkadaşları [2], malzeme özellikleri çubuğun ekseni veya kalınlığı boyunca değişen çubukların titreşim analizi için SE yöntemini kullanmışlardır. Çalışmada farklı malzeme dağılımı ve sınır şartları için doğal frekanslar elde edilmiş ve sonuçlar tablolar ve grafikler halinde verilmiştir.

Aydoğdu ve Taşkın [3], Young modülünün çubuğun kalınlığı boyunca polinom ve üstel fonksiyonlara bağlı olarak değiştiği basit mesnetli çubuğun titreşim analizini incelemişlerdir. Hareket denklemleri Hamilton prensibi kullanılarak elde edilmiş ve Navier tipi çözüm tekniği kullanılarak doğal frekanslar elde edilmiştir. Analizde farklı yüksek mertebeden deformasyon teorileri ve klasik çubuk teorileri kullanılmıştır. Doğal frekanslar ve bazı mod biçimleri farklı malzeme özellikleri için verilmiştir. Li [4], Timoshenko çubuk teorisini dikkate alarak malzeme özelliklerinin kalınlık boyunca değiştiği FD çubukların statik ve dinamik analizleri için bir yöntem sunmuştur. Sina ve arkadaşları [5] bu tür çubukların titreşim analizi için analitik bir yöntem kullanmışlardır. Farklı çubuk teorilerinin, sınır şartlarının ve malzeme dağılımlarının doğal frekans ve mod biçimleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Murin ve arkadaşları [6] malzeme özellikleri değişken çubukların titreşim analizi için analitik bir yöntem sunmuştur. Denklemlerin oluşturulmasında doğrusal kiriş teorisi kullanılmış ve kesme kuvveti etkisi ile kütle dağılımı ve kütlesel atalet momenti dikkate alınmıştır. Elde edilen sonuçlar, çok sık bir düğüm yapısı ile oluşturulan SE çözümü ile karşılaştırılmıştır.

Üniform olmayan çubuklar üniformlara göre daha uygun bir kütle ve gerilme dağılımı sağlayabilmektedirler. Bu özelliklerinden dolayı robotik, havacılık, inşaat yapıları ve bunun gibi mühendislik uygulamalarında tercih edilmektedirler. Ancak homojen olmayan ve kesiti değişken olan çubukların hareket denklemleri değişken katsayılı olduklarından kapalı formda genel çözümlerini bulmak zordur. Uniform olmayan çubukların serbest titreşim analizi için günümüze kadar bir çok çalışma bulunmakla birlikte, örneğin [7-10], değişken kesitli FDM çubukların dinamik analizleri ile ilgili yapılan çalışmaların sayısı oldukça sınırlıdır. Atmane ve arkadaşları [11] genişliği üstel fonksiyona göre değişen FDM çubukların serbest titreşim analizini incelemişlerdir. Malzeme özelliğinin kalınlık boyunca üstel fonksiyona göre değiştiği varsayılmış, farklı sınır şartları için doğal frekanslar analitik olarak elde edilmiştir.

Bu çalışmada malzeme özellikleri çubuk kalınlığı boyunca üstel fonksiyona göre değişen çubuklar dikkate alınmıştır. Çubuk genişliğinin de eksen boyunca yine üstel fonksiyona göre değiştiği kabul edilmiştir. Çeşitli sınır şartları için boyutsuz doğal frekanslar, mevcut çalışmalardan farklı olarak, sayısal bir yöntem olan Diferansiyel Kuadratör yöntemi (DKY) kullanılarak elde edilmiş ve mevcut çözüm sonuçlarıyla karşılaştırılarak yöntemin etkinliği araştırılmıştır. Ayrıca literatürde verilmeyen bazı doğal frekanslar da elde edilerek tablolar halinde verilmiştir.

## 2. DİFERANSİYEL KUADRATOR YÖNTEMİ

Yapıların dinamik özelliklerinin belirlenmesinde analitik yöntemlerin yanında sonlu farklar ve özellikle sonlu elemanlar gibi sayısal yöntemler yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak özellikle SE yönteminde yüksek modlarda yeterli yakınlıkta sonuçlar elde edebilmek için çok sayıda eleman kullanılmasının gerekliliği ve hesap süresinin uzaması istenmeyen bir durum olarak ortaya çıkmaktadır. Titreşim analizlerinde kullanılan yöntemlerden biri de Diferansiyel Kuadratör (Differential Quadrature) kısaca DK yöntemidir. Bu yöntem genel olarak; "bir fonksiyonun verilen bir ayrık noktadaki bir uzay değişkenine göre kısmi türevi, o değişken bölgesinin bütün ayrık noktalarındaki fonksiyon değerlerinin ağırlıklı bir lineer toplamı ile ifade edilir", şeklinde tanımlanan düşünceye dayanır. Yöntemin yeter yaklaşıkta sonuçlar elde etmek için az sayıda düğüm noktasına ihtiyaç duyması nedeniyle son yıllarda yüksek mertebeden kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünde yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Yöntem ilk olarak Bellman ve Casti [12] tarafından önerilmiştir. Chen ve Zhong [13] doğrusal olmayan problemlerin çözümünde bu yöntemin alışılmış SE ve sonlu farklar yöntemlerine göre daha etkili olduğunu ifade etmiştir. DK yönteminin çubuk ve plakların statik ve titreşim analizleri için uygulandığı birçok çalışma mevcuttur [14-18]. Bert ve Malik [19] sunduğu inceleme çalışmasında bu yöntemin tarihsel gelişimi ile birlikte ısı transferi, soğutma, iklimlendirme, statik ve titreşim problemlerine uygulanışını örneklerle açıklamaya çalışmıştır.

Yöntemi açıklamak üzere $0 \le x \le a$ aralığında tek değişkenli bir $\Psi = \Psi(x)$ fonksiyonunu dikkate alalım. Verilen aralıkta $N$ adet noktada bu fonksiyonun değeri biliniyor veya aranıyor olsun. $x = x_i$ noktasında $\Psi = \Psi(x)$ fonksiyonunun $r$ 'yinci mertebeden türevi aşağıdaki gibi yazılabilir [19]:

$$\left.\frac{d^r \Psi}{dx^r}\right|_{x=x_i} = \sum_{k=1}^{N} A_{ik}^{(r)} \Psi_k \; ; i = 1,2,...,N \qquad (1)$$

Burada $A_{ik}^{(r)}$ ağırlık katsayılarıdır ve $\Psi_k = \Psi(x_k)$ dır. Türevler için ağırlık katsayıları aşağıda verilen cebirsel denklemlerden bulunabilirler. Birinci mertebeden türevler için ağırlık katsayıları,

$$A_{ik}^{(1)} = \begin{cases} \dfrac{\prod_{j=1,\, j\neq i}^{N} \left(x_i - x_j\right)}{\left(x_i - x_k\right) \prod_{j=1}^{m} \left(x_k - x_j\right)} & i \neq k, \quad i,k = 1,2,...,N \\ -\sum_{j=1,\, j\neq i}^{N} A_{ij} & i = k, \quad i,k = 1,2,...,N \end{cases} \qquad (2)$$

ikinci ve daha yüksek mertebeden türevler için ağırlık katsayıları ise

$$A_{ik}^{(r)} = \begin{cases} r\left[A_{ii}^{(r-1)} A_{ik}^{(1)} - \dfrac{A_{ik}^{(r-1)}}{x_i - x_k}\right] & i \neq k, \quad i,k = 1,2,...,N \\ -\sum_{j=1,\, j\neq i}^{N} A_{ik}^{(r)} & i = k, \quad i,k = 1,2,...,N \end{cases} \qquad (3)$$

ile hesaplanabilir. Burada $2 \le r \le (N-1)$ dir.

DK yönteminde ilgili bölgede düğüm noktalarının seçimi çözümün doğruluk derecesini etkilemektedir. Yapısal dinamik problemlerinde çoğunlukla aşağıda verilen Chebyshev-Gauss-Lobatto düğüm noktaları kullanılmaktadır.

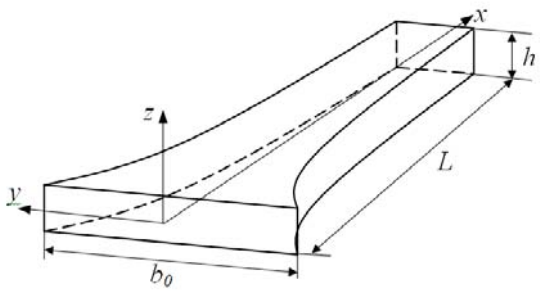
$$x_i = \frac{1 - \cos\left[(i-1)\pi/(N-1)\right]}{2} a \; ; \quad i = 1,2,...,N \qquad (4)$$

Bu fonksiyonda uçlarda ($x$=0 ve $x$=$a$) nispeten sık bir düğüm oluşturulurken orta bölgelerde düğüm noktaları daha seyrektir.

## 3. PROBLEMİN FORMÜLASYONU

### 3.1. Hareket Denklemi

Bu çalışmada göz önüne alınan, malzeme özellikleri kalınlık ($z$ ekseni) boyunca ve kesit genişliği ($x$ ekseni) boyunca değişen dikdörtgen kesitli çubuk geometrisi şekil 1 'de görülmektedir.




Şekil 1. Değişken kesitli çubuk.

Çubuğun $x$=$y$=$z$=0 daki genişliği $b_0$ ve incelme sabiti $\delta$ olmak üzere genişliğinin çubuk ekseni boyunca

$$b(x) = b_0 e^{\delta x} \tag{5}$$

biçiminde verilen üstel fonksiyona bağlı olarak değiştiği kabul edilmektedir. Ayrıca elastisite modülü ($E$) ve malzeme yoğunluğunun ($\rho$) çubuk kalınlığı boyunca sürekli olarak aşağıda verildiği gibi üstel fonksiyonlara bağlı olarak değiştiği göz önüne alınmaktadır:

$$E(z) = E_0 e^{\beta z}; \qquad \rho(z) = \rho_0 e^{\beta z} \tag{6}$$

Burada $\beta$ malzeme dağılımını tanımlayan sabittir ve $\beta$=0 olması durumunda incelenen çubuk homojen ve izotropik olmaktadır. Kolaylık için poisson oranı $\nu$ sabit kabul edilmiştir.

Yukarıda açıklanan özelliklere sahip bir çubuğun Euler-Bernoulli çubuk teorisi kabulüne göre eğilme titreşim hareketine ait diferansiyel denklemi aşağıdaki gibi verilmektedir [11]:

$$db\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2d\frac{\partial b}{\partial x}\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} + d\frac{\partial^2 b}{\partial x^2}\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + I_1\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \tag{7}$$

Burada, $w$ çubuk üzerindeki bir noktanın $z$ ekseni doğrultusundaki yer değiştirmesi ve $t$ zamanı göstermektedir. Denklemdeki diğer parametreler aşağıda verildiği gibidir:

$$d = D_{11} - B_{11}^2 / A_{11} \tag{8}$$

$$I_1 = \int_{-h/2}^{h/2} \rho(z)dz \tag{9}$$

$$(A_{11}, B_{11}, D_{11}) = \int_{-h/2}^{h/2} \frac{E(z)}{1-\upsilon^2}(1, z, z^2)\,dz \tag{10}$$

Şimdi,

$$\zeta = \frac{x}{L}, \qquad \eta = \frac{z}{h}, \qquad \tilde{w} = \frac{w}{L}, \qquad \gamma = \delta L^2 \tag{11}$$

parametreleri tanımlanır ve $\tilde{w}(\zeta, t) = W(\zeta)e^{j\omega t}$ harmonik çözüm kabulü yapılırsa;

$$W^{IV} + 2\gamma W''' + \gamma^2 W'' - \frac{I_1\omega^2 L^4}{d}W = 0 \tag{12}$$

elde edilir. Burada $(\,)', (\,)'', (\,)'''$ ve $(\,)^{IV}$ $\zeta$ değişkenine göre türevleri göstermektedir. Ayrıca,

$$d(\eta) = d_0 d_\eta, \quad I_1(\eta) = I_0 I_\eta, \quad \rho(\eta) = \rho_0 \rho_\eta \tag{13}$$

tanımlamaları yapılarak

$$W^{IV} + 2\gamma W''' + \gamma^2 W'' - \mu^2 W = 0 \tag{14}$$

elde edilir. Burada

$$\mu^2 = \frac{I_\eta}{d_\eta}\lambda^2 \text{ ve } \lambda^2 = \frac{I_0\omega^2 L^4}{d_0} \tag{15}$$

boyutsuz doğal frekans parametresidir. $d_0$ ve $I_0$ izotropik homojen ($E_2/E_1$= 1.0) çubuğun (8) ve (9) denklemleriyle verilen $d$ ve $I_1$ değerleridir.

Dikkat edilirse burada değişken kesitli FGM çubuk ile izotropik homojen çubuğun doğal frekansları arasında doğrusal bir ilişki olduğu görülmektedir. Bu durumda homojen ve izotropik çubuğun doğal frekanslarının mevcut olması halinde FGM çubuğun doğal frekansları özdeğer problemini çözmeksizin doğrudan hesaplanabilir.

### 3.2. DK Yönteminin Uygulanması

Yukarıda denklem (12) ile verilen dördüncü mertebeden diferansiyel denklemin çözümü için çubuk ekseni boyunca $N$ tane düğüm noktası alınarak DK yöntemi uygulanırsa,

$$\sum_{k=1}^{N} A_{ik}^{(4)} W_k + 2\gamma \sum_{k=1}^{N} A_{ik}^{(3)} W_k + \gamma^2 \sum_{k=1}^{N} A_{ik}^{(2)} W_k - \mu^2 W_i = 0 \qquad i = 3, 4, ..., (N-2) \tag{16}$$

elde edilir. Dikkat edilirse burada ($N$-4) tane denklem yazılmıştır. İncelenen çubuğun hareket denklemi dördüncü mertebeden olduğundan çubuğun her bir ucunda iki olmak

üzere toplam dört tane sınır şartı mevcuttur. Bu durumda gerekli $N$ tane denklemden 4 tanesi sınır şartlarından elde edilir. Ankastre, serbest ve basit sınır şartları için denklemler aşağıdaki gibi yazılabilirler:

$x$=0 da ankastre uç için;

$$\begin{aligned} W\big|_{\zeta=0} &= W_i = 0, \qquad i=1 \\ W'\big|_{\zeta=0} &= \sum_{k=1}^{N} A_{ik}^{(1)} W_k = 0, \quad i=1 \end{aligned} \tag{17}$$

$x$=$L$ de serbest uç için;

$$\begin{aligned} W''\big|_{\zeta=1} &= \sum_{k=1}^{N} A_{Nk}^{(2)} W_N = 0 \\ \left(\gamma W'' + W'''\right)\big|_{\zeta=1} &= \gamma \sum_{k=1}^{N} A_{Nk}^{(2)} W_N + \sum_{k=1}^{N} A_{Nk}^{(3)} W_N = 0 \end{aligned} \tag{18}$$

$x$=0 da basit mesnetli uç için;

$$\begin{aligned} W\big|_{\zeta=0} &= W_i = 0, \qquad i=1 \\ W''\big|_{\zeta=0} &= \sum_{k=1}^{N} A_{ik}^{(2)} W_k = 0, \qquad i=1 \end{aligned} \tag{19}$$

Denklem (16) ile elde edilen ($N$-4) tane ve (17-19) ile verilen sınır şartlarının kullanımıyla elde edilen 4 tane denklemden oluşan toplam $N$ tane denklem matris biçiminde aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{S_{bb}} & \mathbf{S_{bd}} \\ \mathbf{S_{db}} & \mathbf{S_{dd}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{W_b} \\ \mathbf{W_d} \end{Bmatrix} = \mu^2 \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{W_d} \end{Bmatrix} \tag{20}$$

Burada $\mathbf{W_b}$ alt vektörü çubuk uçlarındaki ve bunlara komşu olan düğüm noktalarındaki yer değiştirmeleri içermektedir. $\mathbf{W_d}$ alt vektörü ise içeride kalan diğer düğüm noktalarındaki yer değiştirmeleri içermektedir. Denklem (20) kolaylıkla aşağıda verilen özdeğer problemine indirgenebilir:

$$\left[\mathbf{S_{dd}} - \mathbf{S_{db}}\mathbf{S_{bb}^{-1}}\mathbf{S_{bd}}\right]\{\mathbf{W_d}\} = \mu^2 \{\mathbf{W_d}\} \tag{21}$$

Tablo 1. Düzgün kesitli ($\delta$=0) çubuk için ilk beş boyutsuz doğal frekans ( $\lambda_n = \omega L^2 \sqrt{I_0 / d_0}$ ).

| | | | AS | | BB | | AA | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $L/h$ | $E_2/E_1$ | $n$ | Bu çalışma | [11] | Bu çalışma | [11] | Bu çalışma | [11] |
| 10 | 0.2 | 1 | 3.303 | 3.303 | 9.272 | 9.272 | 21.020 | 21.019 |
| | | 2 | 20.702 | 20.702 | 37.090 | 37.090 | 57.942 | 57.941 |
| | | 3 | 57.965 | 57.965 | 83.453 | 83.453 | 113.590 | 113.589 |
| | | 4 | 113.587 | - | 148.362 | - | 187.771 | - |
| | | 5 | 187.733 | - | 231.758 | - | 280.473 | - |
| | 1 | 1 | 3.516 | 3.516 | 9.869 | 9.869 | 22.373 | 22.373 |
| | | 2 | 22.035 | 22.034 | 39.478 | 39.478 | 61.673 | 61.673 |
| | | 3 | 61.697 | 61.697 | 88.826 | 88.826 | 120.903 | 120.903 |
| | | 4 | 120.900 | - | 157.914 | - | 199.860 | - |
| | | 5 | 199.819 | - | 246.679 | - | 298.530 | - |
| | 5.0 | 1 | 3.303 | 3.303 | 9.272 | 9.272 | 21.020 | 21.019 |
| | | 2 | 20.702 | 20.702 | 37.090 | 37.090 | 57.942 | 57.941 |
| | | 3 | 57.965 | 57.965 | 83.453 | 83.453 | 113.590 | 113.589 |
| | | 4 | 113.587 | - | 148.362 | - | 187.771 | - |
| | | 5 | 187.733 | - | 231.758 | - | 280.473 | - |
| 20 | 0.2 | 1 | 0.826 | | 2.318 | | 5.255 | |
| | | 2 | 5.175 | | 9.272 | | 14.485 | |
| | | 3 | 14.491 | | 20.863 | | 28.397 | |
| | | 4 | 28.397 | | 37.091 | | 46.943 | |
| | | 5 | 46.933 | | 57.939 | | 70.118 | |
| | 1 | 1 | 0.879 | | 2.467 | | 5.593 | |
| | | 2 | 5.508 | | 9.869 | | 15.418 | |
| | | 3 | 15.424 | | 22.206 | | 30.226 | |
| | | 4 | 30.225 | | 39.478 | | 49.965 | |
| | | 5 | 49.955 | | 61.669 | | 74.632 | |
| | 5.0 | 1 | 0.826 | | 2.318 | | 5.255 | |
| | | 2 | 5.175 | | 9.272 | | 14.485 | |
| | | 3 | 14.491 | | 20.863 | | 28.397 | |
| | | 4 | 28.397 | | 37.091 | | 46.943 | |
| | | 5 | 46.933 | | 57.939 | | 70.118 | |

## 4. SAYISAL ÇÖZÜMLER

Bu çalışmada kalınlığı üstel fonksiyona göre değişen FDM çubuğun ankastre-serbest (AS), basit-basit (BB) ve ankastre-ankastre (AA) sınır şartları için doğal frekansları incelenmiştir. Çubuğun geometrik ve fiziksel özellikleri aşağıda verildiği gibidir:

$h = 0.1$ m; $L/h = 10,\ 20$; $E_2/E_1 = 0.2,\ 1.0$ ve $5.0$

Burada $E_1$ ve $E_2$ çubuğun sırasıyla üst ve alt yüzeylerindeki Elastisite Modülünü göstermektedir. $E_2/E_1$= 1.0 olması durumunda çubuk izotropik ve homojendir. Bu oran artıkça çubuğun eğilme rijidliği de artmaktadır. Bu örnekte çubuğun üst yüzeyinin %100 alüminyum olduğu kabul edilmektedir. Yani,

$E_1 = 70 \cdot 10^9$ N/m$^2$; $\upsilon_1 = 0.33$; $\rho_1 = 2780$ kg/m$^3$

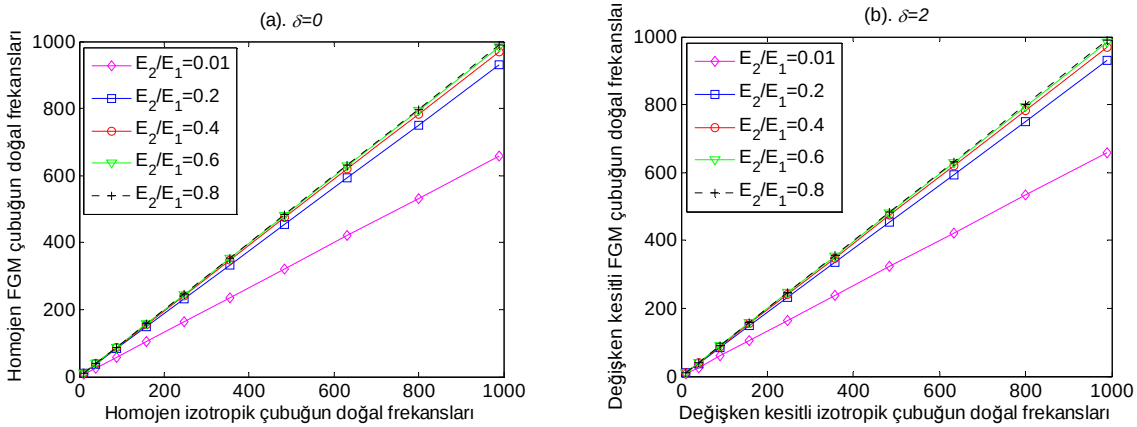
Tablo 2. Değişken kesitli çubuk için ilk beş boyutsuz doğal frekans ( $\mu_n = \lambda_n \sqrt{I_\eta / d_\eta}$ ).

| | | | AS | | BB | | AA | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\delta$ | $E_2/E_1$ | $n$ | Bu çalışma | [11] | Bu çalışma | [11] | Bu çalışma | [11] |
| 1 | 0.2 | 1 | **2.410** | **2.685** | 9.182 | 9.181 | 21.150 | 21.150 |
| | | 2 | 18.826 | 18.827 | 37.177 | 37.177 | 58.118 | 58.117 |
| | | 3 | 56.249 | 56.249 | 83.589 | 83.588 | 113.783 | 113.780 |
| | | 4 | 111.894 | - | 148.523 | - | 187.973 | - |
| | | 5 | 186.000 | - | 231.941 | - | 280.684 | - |
| | 1 | 1 | **2.565** | **2.858** | 9.773 | 9.773 | 22.512 | 22.512 |
| | | | **(2.56)** | | | | | |
| | | 2 | 20.038 | 20.039 | 39.570 | 39.570 | 61.860 | 61.860 |
| | | 3 | 59.871 | 59.871 | 88.970 | 88.970 | 121.108 | 121.108 |
| | | 4 | 119.097 | - | 158.085 | - | 200.075 | - |
| | | 5 | 197.975 | - | 246.874 | - | 298.754 | - |
| 2 | 0.2 | 1 | **1.729** | **2.732** | 8.913 | 8.913 | 21.550 | 21.550 |
| | | 2 | 17.073 | 17.075 | 37.442 | 37.441 | 58.647 | 58.646 |
| | | 3 | 54.857 | 54.856 | 83.997 | 83.996 | 114.360 | 114.358 |
| | | 4 | 110.574 | - | 149.005 | - | 188.579 | - |
| | | 5 | 184.671 | - | 232.493 | - | 281.317 | - |
| | 1 | 1 | **1.841** | **2.908** | 9.487 | 9.487 | 22.938 | 22.937 |
| | | | **(1.84)** | | | | | |
| | | 2 | 18.172 | 18.175 | 39.852 | 39.852 | 62.423 | 62.422 |
| | | 3 | 58.389 | 58.388 | 89.405 | 89.405 | 121.723 | 121.722 |
| | | 4 | 117.693 | - | 158.599 | - | 200.719 | - |
| | | 5 | 196.560 | - | 247.461 | - | 299.429 | - |
| -1 | 0.2 | 1 | 4.448 | 4.437 | | | | |
| | | 2 | 22.738 | 22.737 | | | | |
| | | 3 | 60.001 | 60.001 | | | | |
| | | 4 | 115.650 | - | | | | |
| | | 5 | 189.851 | - | | | | |
| | 1 | 1 | 4.735 | 4.723 | | | | |
| | | 2 | 24.202 | 24.201 | | | | |
| | | 3 | 63.864 | 63.864 | | | | |
| | | 4 | 123.096 | - | | | | |
| | | 5 | 202.074 | - | | | | |
| -2 | 0.2 | 1 | 5.884 | 5.880 | | | | |
| | | 2 | 24.976 | 24.975 | | | | |
| | | 3 | 62.360 | 62.359 | | | | |
| | | 4 | 118.082 | - | | | | |
| | | 5 | 192.347 | - | | | | |
| | 1 | 1 | 6.263 | 6.258 | | | | |
| | | 2 | 26.584 | 26.583 | | | | |
| | | 3 | 66.375 | 66.374 | | | | |
| | | 4 | 125.684 | - | | | | |
| | | 5 | 204.730 | - | | | | |

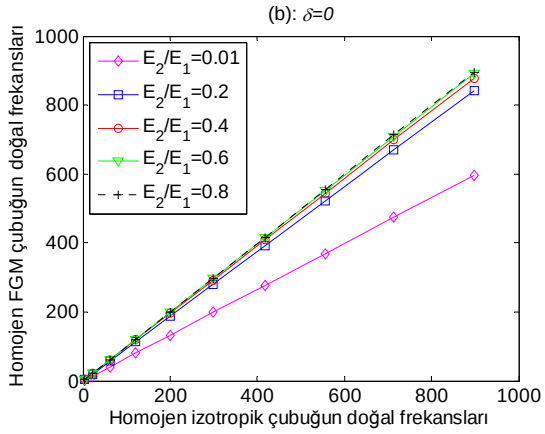
Yukarıda verilen özdeğer probleminin çözümü için MATLAB kullanılarak bir program hazırlanmıştır. Düzgün kesitli, AS, BB ve AA sınır şartlarına sahip çubuklar için ilk beş doğal frekans ( $\lambda_n = \omega L^2 \sqrt{I_0 / d_0}$ ) Tablo 1 de verilmiştir ve ilk üç doğal frekans Ref.[11] ile karşılaştırılmıştır. Burada DK yöntemi ile elde edilen sonuçların referansta verilen sonuçlarla tam bir uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Çalışmada farklı düğüm sayıları için ($N$=10, 15, 18 ve 25) çözümler elde edilmekle birlikte $N$=18 için yeterli uyum sağlandığından sonuçlar bu değer için verilmiştir. Tabloda $E_2/E_1$=0.2 ve 5 olan çubukların doğal frekansları aynı olduğu görülmektedir. Çünkü bu iki çubuğun rijidlikleri aynıdır. Ayrıca $L/h$=20 değeri için ilk beş doğal frekans değerleri de tabloya eklenmiştir.

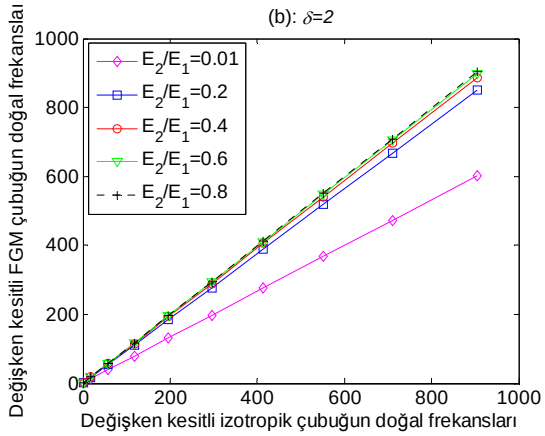
Tablo 2 de kalınlığı üstel olarak değişen FDM çubuğa ait boyutsuz doğal frekanslar verilmiştir. İlk üç doğal frekans Ref.[11] ile karşılaştırılmıştır. AS sınır şartında kesiti uzunluk boyunca genişleyen ($\delta$=1 ve 2) için birinci doğal frekans değerinde uyumsuzluk söz konusudur. Bunun nedenini anlamak üzere izotropik ve homojen çubuğun sonlu elemanlar çözümü de yapılmış ve elde edilen birinci doğal frekans değeri tabloda parantez içinde verilmiştir. Bu değerin bu çalışmada elde edilen değerle birebir örtüştüğü görülmektedir. Bu çalışmada ilave olarak dört ve beşinci doğal frekanslar da hesaplanarak tabloya eklenmiştir. Her iki uçta aynı sınır şartına (AA ve BB) sahip çubuklarda aynı sabit ile daralan ($\delta$=-1,-2) ve genişleyen ($\delta$=1,2) çubukların doğal frekansları aynı olduğundan tabloya sadece genişleyen ($\delta$=1, 2) çubuklar için sonuçlar verilmiştir. Yine $E_2/E_1$=0.2 ve 5 değerleri için sonuçlar aynı olduğundan tabloda sadece $E_2/E_1$=0.2 değeri için sonuçlar verilmiştir. Tablolarda homojen izotropik çubuğun doğal frekanslarının FDM çubuklara göre yüksek olduğu görülmektedir.

Daha önce izotropik çubuğun doğal frekanslarının mevcut olması halinde FDM çubuğun doğal frekanslarının özdeğer problemi çözülmeksizin doğrudan hesaplanabileceği belirtilmişti. Bunu göstermek amacıyla sabit ve değişken kesitli FDM çubuğun doğal frekanslarının sabit ($\delta$=0) ve değişken kesitli ($\delta$=2) izotropik çubuğun doğal frekanslarına göre değişimlerini gösteren grafikler Şekil 2-4 'de verilmiştir. Burada FDM çubuğun doğal frekanslarının izotropik çubuğun doğal frekanslarına göre doğrusal olarak değiştiği açıkça görülmektedir. Bu sonuç [11] de de ifade edilmiş olmakla birlikte, bu çalışmada bu sabit katsayının denklem (15) de $\sqrt{I_\eta / d_\eta}$ oranına eşit olduğu gösterilmiştir. Bu oran sınır şartlarına ve çubuk kesit değişimine bağlı olmayıp tamamen malzeme özelliklerine bağlıdır. Örneğin burada incelenen sistemde $E_2/E_1$=0.2 için bu sabit 0.9395133 dür. Tablolarda $E_2/E_1$=1 için verilen doğal frekanslar bu sabit ile çarpıldığında doğrudan $E_2/E_1$=0.2 olan çubuklar için doğal frekanslar elde edilebilmektedir.

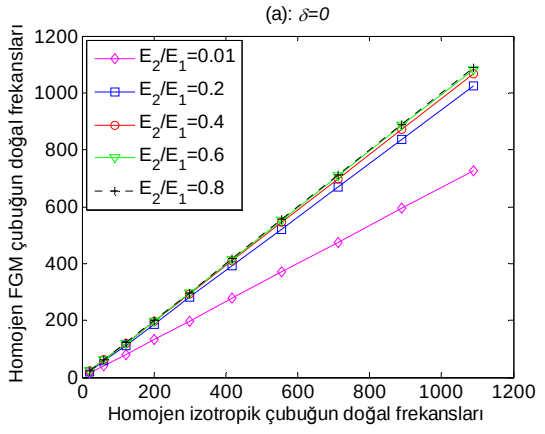


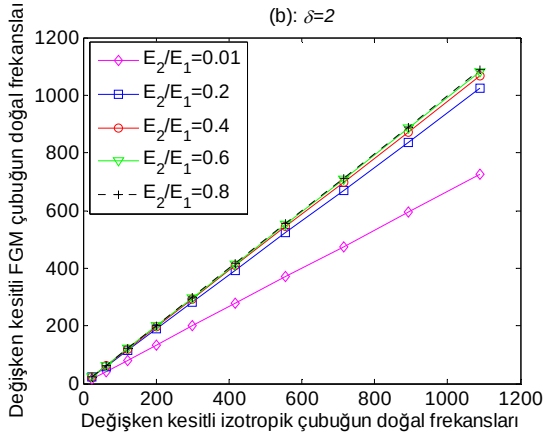

Şekil 2. BB mesnetli FGM çubuğun doğal frekanslarının izotropik çubuğun doğal frekanslarıyla karşılaştırılması: (a):$\delta$=0; (b): $\delta$=2.




Şekil 3. AS mesnetli FGM çubuğun doğal frekanslarının izotropik çubuğun doğal frekanslarıyla karşılaştırılması: (a): $\delta$=0; (b): $\delta$=2.




Şekil 4. AA mesnetli FGM çubuğun doğal frekanslarının izotropik çubuğun doğal frekanslarıyla karşılaştırılması: (a): $\delta$=0; (b): $\delta$=2.

## 5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada yoğunluğu ve elastisite modülü FD çubukların titreşim analizi için DK yöntemi kullanılmıştır. Malzeme özelliklerinin çubuk kalınlığı boyunca üstel fonksiyona göre değiştiği ve çubuk genişliğinin de uzunluk boyunca yine üstel fonksiyona göre değiştiği göz önüne alınmıştır. Farklı sınır şartları için boyutsuz doğal frekanslar elde edilerek tablolar halinde verilmiştir. Elde edilen sonuçların literatürdeki mevcut sonuçlarla uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

İzotropik çubuğun doğal frekanslarının mevcut olması halinde FDM çubuğun doğal frekanslarının özdeğer problemi çözülmeksizin doğrudan hesaplanabileceği gösterilmiştir.

## 6. KAYNAKLAR

1. Chakraborty, A., Gopalakrishnana, S. and Reddy, J.N., “A new beam finite element for the analysis of functionally graded materials”, International Journal of Mechanical Sciences, vol: 45, 2003, pp. 519–539.
2. Alshorbagy, A.E., Eltaher, M.A., and Mahmoud, F.F., “Free vibration characteristics of a functionally graded beam by finite element method”, Applied Mathematical Modelling, vol: 35, 2011, pp. 412–425.
3. Aydogdu, M. and Taskin, V., “Free vibration analysis of functionally graded beams with simply supported edges”, Materials and Design, vol:28, 2007, pp.1651–1656.
4. Li, X-F., “A unified approach for analyzing static and dynamic behaviors

of functionally graded Timoshenko and Euler–Bernoulli beams", Journal of Sound and Vibration, vol:318, 2008, pp.210–1229.

5. Sina, S.A., Navazi, H.M., and Haddadpour, H. "An analytical method for free vibration analysis of functionally graded beams", Materials and Design, vol: 30, 2009, pp. 741–747.
6. Murin, J., Aminbaghai,M. and Kuti, V. "Exact solution of the bending vibration problem of FGM beams with variation of material properties", Engineering Structures, vol:32, 2010, pp.1631-1640.
7. Jang, S. K. and Bert, C. W., ''Free vibration of stepped beams: exact and numerical solutions,'' Journal of Sound and Vibration, vol:130, 1989, pp.342–346.
8. Lee, S. Y., Ke, H. Y., and Kuo, Y. H., ''Analysis of nonuniform beam vibration,'' Journal of Sound and Vibration, vol:142, 1990, pp.15–29.
9. Laura, P. A. A., Gutierrez, R. H., and Rossi, R. E., ''Free vibration of beams of bi-linearly varying thickness'', Ocean Engineering vol:23(1), 1996, pp.1–6.
10. Tong, X., Tabarrok, B., and Yeh, K. Y., "Vibration analysis of Timoshenko beams with non-homogeneity and varying crosssection,'', Journal of Sound and Vibration, vol: 186(5), 1995, pp.821–835.
11. Atmane, H.A., Tounsi, A., Meftah, S.A., and Belhadj, H.A., "Free Vibration Behavior of Exponential Functionally Graded Beams with Varying Cross-Section", Journal of Vibration and Control, vol:17, no:2, 2011, pp.311-318.
12. Bellmann R., Casti, J., "Differantial Quadrature and Long-Term Integration", Journal of Mathematical Analysis and Applications, vol:34, 1971, pp.235-238.
13. Chen, W., Zhong, T., "The Study on the Nonlinear Computations of the DQ and DC Methods", Numerical Methods for Partial Differential Equations, vol:13, 1997, pp.57-75.
14. Laura, P.A.A., Gutierrez, R.H., "Analysis of Vibrating Timoshenko Beams using The Method of Differential Quadrature", Shock and Vibration, vol:1, 1993, pp.89–93.
15. Bert, C.W., Wang, Z., Striz, A.G., "Differentieal Quadrature for Static and Free Vibration Analysis of Anisotropic Plates", Int. Journal of Solids and Structure, vol:30, 1993, pp.1737-1744.
16. Bert, C.W., Wang, Z., Striz, A.G., "Static and Free Vibration Analysis of Beams and Plates by Differentieal Quadrature Method", Acta Mechanica, vol:102, 1994, pp.11-24.
17. Bert, C.W., Malik M., "Free Vibration Analysis of Tapered Rectangular Plates by Differentieal Quadrature Method: A Semi-Analytical Approach", Journal of Sound and Vibration, vol:190, 1996, pp.41-63.
18. Chen, W.Q., Lü, C.F., Bian, Z.G., "A Semi-Analytical Method for Free Vibration of Straight Orthotropic Beams with Rectangular Cross-Sections", Mechanics Research Communications, vol:31, 2004, pp.725-734.
19. Bert C.W, Malik M., "Differential Quadrature Method in Computational Mechanics: a Review", Applied Mechanics Review, vol:49, no:1, 1996, pp.1-28.

# MELEZ GENETİK ALGORİTMA İLE KİNEMATİKÇE ARTIKSIL PARALEL MANİPÜLATÖRLER İÇİN EN İYİ ARTIKSILLIK ÇÖZÜMLEMESİ

Tansel TUNÇ, M. Kemal ÖZGÖREN

ODTÜ, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 06800, ANKARA

e150621@metu.edu.tr, ozgoren@metu.edu.tr

## ÖZET

Bu çalışmada kinematikçe artıksıl olan paralel manipülatörlerin artıksıllık çözümlemesi bir eniyileştirme problemi olarak ele alınmıştır. Ortaya çıkan eniyileştirme problemi evrensel olarak melez genetik algoritma kullanılarak çözülmüştür. Bu algoritma örnek olarak dört serbestlik dereceli bir düzlemsel paralel manipülatöre uygulanmıştır. Bu manipülatörün yalnızca işlem aygıtının uç noktasının hareketini kontrol etmek üzere kullanılacağı varsayılmıştır. Dolayısıyla, işlem aygıtının yönelim açısı da serbest bırakılmıştır. Böylece, iki serbestlik derecesi gerektiren düzlemsel nokta konumlama işi için manipülatörün artıksıllık derecesi iki olmuştur. Eniyileştirme probleminin tanımında manipülatörün kayar eklemlerinin limitleri eşitsizlik kısıtlamaları, döngü kapanım denklemleri ve uç nokta ile eklem değişkenleri arasındaki girdi-çıktı ilişkilerinden oluşan kinematik denklemler ise eşitlik kısıtlamaları olarak rol almışlardır. Döner eklemlerin limitsiz olduğu varsayılmıştır. Eniyileştirme amacıyla, potansiyel enerji, kinetik enerji ve toplam güç gibi değişik başarım işlevleri kullanılmıştır. Her bir işlev ayrı ayrı enküçültülerek konum, hız ve ivme düzeylerinde değişik amaçlı en iyi artıksıllık çözümlemeleri elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Paralel manipülatörler, kinematik artıksıllık, en iyi artıksıllık çözümlemesi, melez genetik algoritma.

# OPTIMAL REDUNDANCY RESOLUTION FOR KINEMATICALLY REDUNDANT MANIPULATORS VIA HYBRID GENETIC ALGORITHM

## ABSTRACT

In this study, the redundancy resolution of kinematically redundant parallel manipulators has been investigated as an optimization problem. The emerging optimization problem has been solved globally using a hybrid genetic algorithm. This algorithm has been applied as an example to a planar parallel manipulator which has four degrees of freedom. It has been assumed that the manipulator is used so that only the tip point of its end-effector is controlled. Therefore, the rotation angle of the end effector has been let free. As a result, the redundancy degree of the manipulator has become two for the planar point poisitioning task which requires two degrees of freedom. In the definiton of the optimization problem, the limits of the prismatic joints have acted as inequality constraints and the kinematic relationships, which consist of the loop closure and input-output equations between the tip point position and the joint variables, have acted as equality constraints. It has been assumed that the revolute joints have no limit. Various performance functions such as potential energy, kinetic energy and total power have been used for the purpose of optimization. By minimizing each function separately, different optimal redundancy resolutions have been obtained at the position, velocity and acceleration levels.

**Keywords:** Paralel manipulators, kinematic redundancy, optimal redundancy resolution, hybrid genetic algorithm.

## 1. GİRİŞ

Kinematikçe artıksıl olan bir manipülatör, sahip olduğu serbestlik derecesi işlem aygıtı için gereken serbestlik derecesinden daha fazla olan bir mekanizmadır [4]. Bir artıksıl manipülatörün ters kinematik problemi sonsuz sayıda çözüme sahiptir. Bir artıksıl manipülatörün ters kinematik probleminin çoğul çözümleriyle uğraşan ve istenen bir kriteri sağlayan en iyi çözümü bulabilen yöntemlere en iyi artıksıllık çözümlemesi yöntemleri denir [4].

Kinematikçe artıksıl olan manipülatörler şimdiye kadar literatürde birçok çalışmada yer almıştır. Kinematik artıksıllık, engellerden, eklem limitlerinden ve tekilliklerden kaçınma gibi amaçlar için kullanıldığı gibi, çeşitli eniyileştirme amaçlarıyla da kullanılmıştır. Kinematik artıksıllığın çözümlenmesi şimdiye kadar çoğunlukla hız düzeyinde yapılmıştır. Böyle bir çözümlemede, önce eklem hızları belirlenir; ardından eklem konumları tümlev alma yoluyla bulunur [4]. Eklem hızları, genel olarak Jakobyen matrisinin sahte tersi alınarak ve bir başarım işlevi enküçültülerek bulunur. Bir diğer yol ise, büyütülmüş Jakobyen matrisi yöntemidir. Bu yöntemi uygulamak üzere artıksıl manipülatör için artıksıllık derecesine eşit sayıda ek görev tanımlanır. Ek görevler kısmi zamanlı olarak da tanımlanabilir [4]. Örneğin, yedi serbestlik ve bir artıksıllık dereceli bir insansı manipülatör için omuz-dirsek-bilek düzlemini düşey tutmak bir ek görev olarak tanımlanabilir. Ek görevler sayesinde artıksıllık giderilmiş olur ve büyütülmüş Jakobyen matrisinin tersi alınarak eklem hızları, manipülatörün tekil olmayan pozları için kolayca belirlenir.

Hız düzeyindeki artıksıllık çözümlemelerinin bazı zayıf noktaları vardır. Birincisi; eklem konumları hızlar bulunduktan sonra tümlevlenerek bulunduğu için hata birikimi olur. İkincisi; eğer hareket yoksa, işlem aygıtının verilen bir konumu için eklem değişkenleri bulunamaz; çözüm için mutlaka izlenen bir hareketin olması gerekir [10].

Seyrek de olsa bazı kaynaklarda konum düzeyinde de artıksıllık çözümlemesi yapılmıştır. Örneğin, [10]'da Lagrange çarpanları kullanılan bir artıksıllık çözümlemesi yöntemi uygulanmıştır. İstenen kritere göre bir başarım işlevi seçilip kinematik denklemler eşitlik kısıtlamaları olarak kullanılmıştır. Çözüm sürecinde önce Lagrange çarpanları aradan yok edilmiştir. Bunun sonucunda ortaya çıkan doğrusal olmayan denklemler ise sayısal olarak çözülerek eklem değişkenleri bulunmuştur. [10]'daki çözüm yönteminde eklem limitleri gözardı edilmiştir.

[14]'te yedi serbestlik dereceli ve yalnızca döner eklemlerden oluşan uzaysal bir artıksıl seri manipülatör için hem konum hem de hız düzeylerinde tümüyle analitik yöntemlerle artıksıllık çözümlemeleri yapılmıştır. Manipülatör döner eklemlerden oluştuğu için eklem limitleri [14]'te de işin içine katılmamıştır.

Bu çalışmanın konusu olan paralel manipülatörler, bir ya da birden fazla kapalı kinematik zincir içeren mekanizmalardır [1]. Kinematikçe artıksıl olan paralel manipülatörlere literatürde bazı çalışmalarda yer verilmiştir. [7]'de eklem düzeni 3-$PR^3$ olan üç artıksıl serbestlik derecesine sahip bir manipülatör üzerinde çalışılmıştır. [8]'de işlem aygıtı altı, kendisi ise dokuz serbestlik derecesine sahip bir artıksıl paralel manipülatör üzerinde çalışılmıştır. [2]'de bir artıksıl serbestlik dereceli üç farklı manipülatör üzerinde çalışılmıştır. Bu üç manipülatörden birinin eklem düzeni 3-RPR olup dört serbestlik derecesine sahiptir. Bir diğeri yine dört serbestlik derecesine sahip olan küresel bir mekanizmadır. Sonuncusu ise yedi serbestlik derecesine sahip uzaysal bir mekanizmadır.

Şimdiye kadar artıksıllık çözümleme yöntemleri, artıksıl paralel manipülatörler için pek fazla uygulanmamıştır. Artıksıl paralel manipülatörler için artıksıllık çözümlemesi yöntemine [9] sayılı kaynakta rastlanmıştır. Bu kaynakta, eklem düzeni 3-$RPR^2$ olan bir paralel manipülatörün artıksıllık çözümlemesi, tekilliklerden kaçınmak üzere sonucu yerel olabilecek bir eniyileştirme algoritması aracılığıyla yapılmıştır. Ancak kullanılan algoritmanın ayrıntıları üzerinde pek durulmamıştır.

Bu çalışmada ise, artıksıllık çözümlemesi, her zaman evrensel sonuç veren "melez genetik algoritma" yöntemi [12] kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu algoritmanın kullanımı, potansiyel enerji, kinetik enerji, ve toplam güç gibi değişik başarım işlevleri için, düzlemsel bir artıksıl paralel manipülatör örneği aracılığı ile gösterilmiştir.

## 2. KULLANILAN ARTIKSIL PARALEL MANİPÜLATÖR

Bu çalışmada örnek olarak kullanılan düzlemsel artıksıl paralel manipülatör, Şekil 1'de gösterilmiştir. Kullanım amacı, düzlemsel yüzeyli bir malzeme (örneğin bir saç levha) üzerinde istenen biçimde desenler ya da oymalar oluşturmaktır. İşlem aygıtı, bir kalem, bir boya püskürteci, bir freze bıçağı, ya da bir lazer kafası olabilir. Yapılacak işe göre konumlandırılması istenen işlem aygıtının uç noktası, manipülatörün hareketli üçgen platformunun ortasına yerleştirilmiştir.

Görüldüğü gibi, manipülatör, sekiz hareketli uzuv ile yedi döner ve üç kayar eklemden oluşmaktadır. Dolayısıyla, Kutzbach-Grübler formülüne göre serbestlik derecesi dörttür. Manipülatörün eyletimli eklemleri, üç kayar eklem ile *O* noktasındaki döner eklemdir. Diğer eklemler, eyletimsizdir.

Manipülatörün girdi-çıktı denklemleri şöyle yazılabilir:

$$\overline{x} = \overline{f}(\overline{q}, \overline{p}) \qquad (1)$$

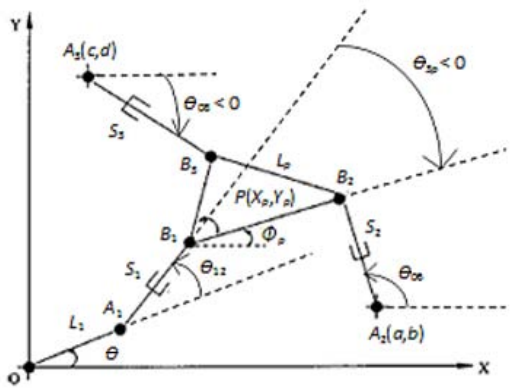
Bu denklemde, $\overline{x}$ işlem aygıtının konumunu (yönelimini ve uç noktasının yerini) gösteren çıktı vektörüdür. $\overline{q}$ eyletimli eklem değişkenlerinden oluşan girdi vektörüdür. $\overline{p}$ ise, eyletimsiz eklem değişkenlerini içeren vektördür. Bu vektörler ve onları ilişkilendiren denklemler, ayrıntılı olarak aşağıda gösterilmiştir.

$$\overline{x} = \begin{bmatrix} \phi_p \\ x_p \\ y_p \end{bmatrix}, \quad \overline{q} = \begin{bmatrix} \theta \\ s_1 \\ s_2 \\ s_3 \end{bmatrix}, \quad \overline{p} = \begin{bmatrix} \theta_{12} \\ \theta_{3p} \\ \theta_{06} \\ \theta_{08} \end{bmatrix}$$

$$\phi_p = f_1 = \theta + \theta_{12} + \theta_{3p}$$

$$x_p = f_2 = l_1 \cos(\theta) + s_1 \cos(\theta + \theta_{12}) + \frac{\sqrt{3}}{3} l_p \cos(\theta + \theta_{12} + \theta_{3p} + \frac{\pi}{6})$$

$$y_p = f_3 = l_1 \sin(\theta) + s_1 \sin(\theta + \theta_{12}) + \frac{\sqrt{3}}{3} l_p \sin(\theta + \theta_{12} + \theta_{3p} + \frac{\pi}{6})$$




Şekil 1. Düzlemsel Artıksıl paralel Manipülatör

Dikkat edilirse, manipülatörün iki adet bağımsız döngüsü vardır. Bu döngülere ait dört adet skalar kapanım denklemi ise şöyle yazılabilir.

$$\overline{g}(\overline{q}, \overline{p}) = \overline{0} \qquad (2)$$

$$g_1 = l_1 \cos(\theta) + s_1 \cos(\theta + \theta_{12}) + l_p \cos(\theta + \theta_{12} + \theta_{3p}) - s_2 \cos(\theta_{06}) - a = 0$$

$$g_2 = l_1 \sin(\theta) + s_1 \sin(\theta + \theta_{12}) + l_p \sin(\theta + \theta_{12} + \theta_{3p}) - s_2 \sin(\theta_{06}) - b = 0$$

$$g_3 = l_1 \cos(\theta) + s_1 \cos(\theta + \theta_{12}) + l_p \cos(\theta + \theta_{12} + \theta_{3p} + \pi/3) - s_3 \cos(\theta_{08}) - c = 0$$

$$g_4 = l_1 \sin(\theta) + s_1 \sin(\theta + \theta_{12}) + l_p \sin(\theta + \theta_{12} + \theta_{3p} + \pi/3) - s_3 \sin(\theta_{08}) - d = 0$$

Döner eklemlerin limitsiz olduğu varsayılmıştır. Kayar eklemlerde ise, yapıları gereği, aşağıda belirtilen alt ve üst limitler vardır.

$$\left.\begin{array}{l} s_i - s_i^{\max} \le 0 \\ s_i^{\min} - s_i \le 0 \end{array}\right\}; \quad i = 1, 2, 3 \qquad (3)$$

Daha önce de bahsedildiği gibi, manipülatörün kullanım amacı, düzlemsel bir yüzey üzerinde desenler ya da oymalar oluşturmaktır. Böyle bir amaç için işlem aygıtının yalnızca uç noktasının hareketini kontrol etmek yeterlidir. Dolayısıyla, işlem aygıtının yönelimini gösteren $\phi_p$ açısı da serbest bırakılmıştır. Böylece, iki serbestlik derecesi

gerektiren düzlemsel nokta konumlama işi için manipülatörün artıksıllık derecesi ikiye çıkmıştır.

## 3. EN İYİ ARTIKSILLIK ÇÖZÜMLEMESİ

Kısım 2'de tanıtılan dört serbestlik dereceli artıksıl manipülatörün yapacağı iki serbestlik derecesi gerektiren işlem için artıksıllık çözümlemesi, bu çalışmada bir eniyileştirme problemi olarak ele alınmıştır. Eniyileştirme problemi, istenen bir ölçüte göre seçilen uygun bir başarım işlevinin enküçültülmesi olarak tanımlanmıştır. Bu işlev, manipülatörün potansiyel ve/veya kinetik enerjisi olarak alınabileceği gibi, manipülatörün yapacağı işlem için gereken toplam güç olarak da alınabilir. Adı geçen bu işlevler, aşağıda gösterildiği gibi ifade edilirler. Bu ifadelerde, *i* sayılı uzvun kütlesi ve kütle merkezi etrafındaki eylemsizlik momenti, $m_i$ ve $J_{ci}$ ile gösterilmiştir.

(*i*) *Potansiyel Enerji*

$$U = \sum_{i=1}^{i=8} (m_i g h_{ci}) \qquad (4)$$

Burada, $h_{ci}$, *i* sayılı uzvun ağırlık merkezinin zeminden yüksekliğidir. Eğer işlem düzlemi düşey ise, $h_{ci} = y_{ci}$ eşitliği kullanılabilir.

(*ii*) *Kinetik Enerji*

$$K = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{i=8} (m_i v_{ci}^2 + J_{ci} \omega_i^2) \qquad (5)$$

Burada, $\omega_i$ ve $v_{ci}$, *i* sayılı uzvun açısal hızı ve kütle merkezinin doğrusal hızıdır.

(*iii*) *Toplam Güç*

$$G = \dot{K} + \dot{U} + \left| F_{px} \dot{x}_p \right| + \left| F_{py} \dot{y}_p \right| \qquad (6)$$

Burada, $F_{px}$ ve $F_{py}$, işlem aygıtına uç noktasının hızına ters yönde etkiyen iş direnci kuvvetinin *x* ve *y* bileşenleridir. Eğer işlem aygıtı, boya püskürteci ya da lazer kafası gibi yüzeye temas etmeyen bir aygıtsa, iş direnci kuvveti doğal olarak sıfır olur.

Toplam güç, istenirse, eyletim tork ve kuvvetleri cinsinden şöyle de ifade edilebilir:

$$G = T\dot{\theta} + F_1 \dot{s}_1 + F_2 \dot{s}_2 + F_3 \dot{s}_3 \qquad (7)$$

Toplam güç, $\dot{K}$ nedeniyle manipülatör uzuvlarının ivmelerine bağlıdır. Şöyle ki,

$$\dot{K} = \sum_{i=1}^{i=8} (m_i \vec{a}_{ci} \cdot \vec{v}_{ci} + J_{ci} \alpha_i \omega_i) \qquad (8)$$

Yukarıda tanımlanan eniyileştirme probleminin çözümünde, (1) sayılı girdi-çıktı denklemi ve (2) sayılı döngü kapanım denklemi eşitlik kısıtlamaları olarak, (3) sayılı eşitsizlikle ifade edilen eklem limitleri ise eşitsizlik kısıtlamaları olarak işlev görür. Bu çalışmada, eniyileştirme probleminin, yerel çözümlere takılmadan, evrensel çözümünü bulabilmek için bir sonraki kısımda anahatlarıyla anlatılan "melez genetik algoritma" yöntemi kullanılmıştır.

Eniyileştirme probleminin seçilen başarım işlevine göre çözümü hakkında belirtilmesi gereken diğer bazı hususlar da şunlardır:

Başarım işlevi olarak *U* (potansiyel enerji) seçilirse, çözüm doğrudan konum düzeyinde elde edilir, çünkü *U* yalnızca uzuvların konumlarına bağlı bir işlevdir.

Başarım işlevi olarak *K* (kinetik enerji) seçilirse, *K* uzuvların hızlarına bağlı olduğu için çözüm önce hız düzeyinde elde edilir. Konum düzeyindeki çözüm ise daha sonra tümlev alma yoluyla bulunur.

Başarım işlevi olarak *G* (toplam güç) seçilirse, *G* uzuvların ivmelerine bağlı olduğu için çözüm önce ivme düzeyinde elde edilir. Hız ve konum düzeyindeki çözümler ise daha sonra ardarda tümlev alma yoluyla bulunur.

## 4. MELEZ GENETİK ALGORİTMA

### 4.1. Algoritmanın Esasları

Bu kısımda, Kısım 3'te tanıtılan eniyileştirme probleminin evrensel çözümünün "melez genetik algoritma" [12] kullanılarak nasıl elde edilebileceği anlatılmıştır.

Melez genetik algoritmanın çözüme yönelik her yineleme aşamasında şu işlemler yapılır:

(*i*) Sürecin başlangıcındaki $k = 1$ aşamasında, bir kaç değişik çözüm kestirimi yapılır. Bu kestirimler başlangıç kromozomları olarak tanımlanarak bir ham popülasyon oluşturulur. Sonra bu ham popülasyonun kromozomları olgunlaştırılarak $k = 1$ aşamasının olgun popülasyonu elde edilir. Daha sonra $k = 2$ aşamasına geçilir.

(*ii*) Sürecin aradaki bir $k$ $(k > 1)$ aşamasında, $k - 1$ aşamasının olgun popülasyonunda yer

alan kromozomlara çarprazlama ve mütasyon işlemleri uygulanarak yeni bir ham popülasyon elde edilir. Sonra bu ham popülasyonun kromozomları olgunlaştırılarak $k$ aşamasının olgun popülasyonu elde edilir. Daha sonra $k+1$ aşamasına geçilir.

(*iii*) Olgunlaştırma şöyle yapılır: Ham bir kromozom, başlangıç çözüm kestirimi olarak ele alınır ve üzerine uygun bir gradyan tabanlı eniyileştirme yöntemi uygulanarak olgunlaştırılır. Kullanılan gradyan tabanlı yöntem, evrensel çözümü verebileceği gibi, yerel bir çözüm de verebilir. Diğer bir deyişle, olgunlaştırılmış bir kromozom evrensel ya da yerel bir çözümün temsilcisi olarak ortaya çıkar.

(*iv*) Yinelemeye uygun büyüklükte seçilen bir $N$ sayısı için $k = N$ olana kadar devam edilir. Elde edilen son olgunlaştırılmış popülasyonun en iyi üyesi ise, evrensel çözüm olarak kabul edilir.

Bu çalışmada fazla sayıda değişken bulunduğu için "gerçek sayılı genetik algoritma" [11] uygulanmıştır. Tipik genetik algoritma işlemleri olarak ise, sıralı ölçekleme (rank scaling), tekerli rulet seçimi (wheel roulette selection), aritmetik çarprazlama (arithmetic crossover) ve düzensiz mütasyon (non-uniform mutation) biçiminde adlandırılan işlemler uygulanmıştır.

Ham kromozomları olgunlaştırmak için genelde herhangi bir gradyan tabanlı yöntem kullanılabilirse de, en azından bu çalışmada, aşağıda anlatılan yöntemin, ham kromozom ne olursa olsun, her zaman yakınsayarak o kromozomu olgunlaştırdığı görülmüştür.

### 4.2. Olgunlaştırma Yöntemi

Çözümü olgunlaştırılmış bir kromozom olan tipik bir eniyileştirme problemi aşağıda olduğu gibi ifade edilebilir.

Enküçültülecek işlev:

$$y = f(x)\,;\ \ f:\Re^n \to \Re^1 \qquad (9)$$

Kısıtlamalar:

$$g_i(x) \le 0\,;\ \ i = 1,\ 2,\ \ldots,\ m \qquad (10)$$

$$h_j(x) = 0\,;\ \ j = 1,\ 2,\ \ldots,\ l \qquad (11)$$

Çözüm Koşulları:

Eğer $x$ yukarıdaki problemin bir çözümü ise, aşağıdaki koşulların sağlanması gerekir.

$$\nabla f(x) + \sum_{i=1}^{m} u_i \nabla g_i(x) + \sum_{j=1}^{l} v_j \nabla h_j(x) = 0$$

$$u_i g_i(x) = 0\,;\ \ i = 1,\ 2,\ \ldots,\ m$$

$$u_i \ge 0\,;\ \ i = 1,\ 2,\ \ldots,\ m$$

Yukarıdaki ifadelerde, $\nabla = \partial / \partial x$, $x$ vektörüne göre gradyan işlemcisidir; $u_i$ ve $v_j$ ise $x$ ile birlikte bulunması gereken skalar Lagrange çarpanlardır.

Çözüm için yukarıda verilen koşullara KKT (Karush-Kuhn-Tucker) koşulları denir [5]. Çözümü bu koşulları sağlayarak bulma sürecine ise "doğrusal olmayan programlama" denir [5, 6]. Doğrusal olmayan programlama problemini çözmek için kullanılan en yaygın yöntem, SQP kısaltmasıyla gösterilen "sequential quadratic programming" ya da "ardışık karesel programlama" yöntemidir [5]. SQP yenilemeli bir yöntemdir. Her yenileme aşamasında, asıl problem, karesel küçültme işlevli ve doğrusal kısıtlamalı bir probleme dönüştürülerek en iyi ilerleme adımı ($d$) bulunur. Böylece, bir sonraki aşamada $x$ yerine $x + d$ alınarak yapılan ardışık yenilemelerle çözüme doğru ilerlenir. En iyi ilerleme adımını bulmak için çözülecek enküçültme problemi, aşağıda gösterilen biçimde ifade edilebilir.

Enküçültülecek karesel işlev:

$$F(d,x) = f(x) + [\nabla f(x)]^{\mathrm{T}} d + \frac{1}{2} d^{\mathrm{T}} [\nabla^2 L(x)] d \qquad (12)$$

Doğrusal Kısıtlamalar:

$$g_i(x) + [\nabla g_i(x)]^{\mathrm{T}} d \le 0 \qquad (13)$$

$$h_j(x) + [\nabla h_j(x)]^{\mathrm{T}} d = 0 \qquad (14)$$

$$1 \le i \le m,\ 1 \le j \le l$$

Yukarıdaki $F(d,x)$ işlevinde yer alan $L(x)$ işlevi şöyle tanımlanmıştır.

$$L(x) = f(x) + \sum_{i=1}^{m} u_i g_i(x) + \sum_{j=1}^{l} v_j h_j(x)$$

Ne var ki, SQP yöntemi, yukarıda tanımlanan yalın haliyle kullanıldığında bazı durumlarda hızlı yakınsayamama hatta hiç yakınsayamama gibi sonuçlar doğurabilmektedir. Bu

gibi durumları engellemek üzere, yalın SQP yöntemi yerine, MSQP kısaltmasıyla gösterilen "merit sequential quadratic programming" ya da "iyileştirilmiş ardışık karesel programlama" yöntemi tercih edilmektedir. MSQP yönteminde, $M(x)$ gibi bir "merit" ya da "iyileştirme" işlevi tanımlanmakta ve en iyi ilerleme adımı belirlenirken yukarıdaki SQP koşullarının yanısıra aşağıdaki ek koşulun da sağlanması istenmektedir [5].

$$M(x+d) < M(x) \tag{15}$$

Bu çalışmada da MSQP yöntemi kullanılmış ve $M(x)$ işlevi şöyle tanımlanmıştır.

$$M(x) = f(x) + \mu\left\{\sum_{j=1}^{j=l}\left\|h_j(x)\right\| + \sum_{i=1}^{i=m}\max[0, g_i(x)]\right\} \tag{16}$$

Aynı tanımda yer alan $\mu$ ise, kısıtlama ağırlık katsayısıdır. Bu katsayı uygun bir büyüklükte seçilmelidir. Böylece, (12), (13), (14) ve (15) sayılı eşitlik ve eşitsizliklere göre belirlenen $d$ ilerleme adımı sayesinde, hem $f(x)$ işlevinin yeterince küçülmesi hem de kısıtlamaların fazlaca ihlal edilmemesi sağlanmış olur.

## 5. ÖRNEK UYGULAMA SONUÇLARI

Bu çalışmada, potansiyel enerji, kinetik enerji ve toplam güç işlevleri için sırasıyla konum, hız ve ivme düzeyinde üç ayrı artıksıllık çözümlemesi yapılmıştır.

Hız ve ivme düzeyindeki çözümlemeler yapılırken, konum düzeyinde yazılmış olan (1) ve (2) sayılı kinematik denklemlerin birinci ve ikinci türevleri kullanılmıştır. Kayar eklemlere özgü eşitsizlik kısıtlamaları ise, hız ve ivme düzeylerinde, (3) sayılı eşitsizlik, uygun küçüklükte seçilen bir zaman parametresi $(\tau)$ için aşağıdaki biçimlerde yazılarak işin içine sokulmuştur.

$$\left.\begin{aligned} s_i + \dot{s}_i\tau - s_i^{\max} \le 0 \\ s_i^{\min} - s_i - \dot{s}_i\tau \le 0 \end{aligned}\right\} \tag{17}$$

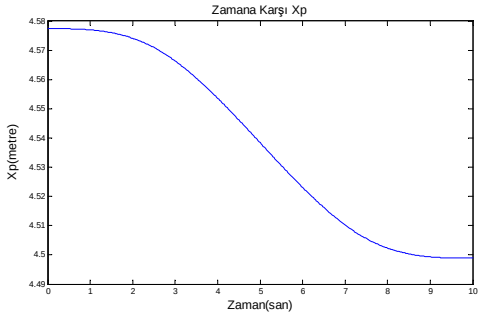
$$\left.\begin{aligned} s_i + \dot{s}_i\tau + \ddot{s}_i\tau^2/2 - s_i^{\max} \le 0 \\ s_i^{\min} - s_i - \dot{s}_i\tau - \ddot{s}_i\tau^2/2 \le 0 \end{aligned}\right\} \tag{18}$$

Örnek uygulama olarak işlem aygıtının uç noktasının ($P$ noktasının) seçilen iki nokta arasında doğrusal bir yörünge izlemesi istenmiştir. $P$ noktasının $x_p$ ve $y_p$ koordinatlarının yörüngeyi izlerken uymaları istenen zaman değişimleri, Şekil 1 ve Şekil 2'de gösterilmiştir.

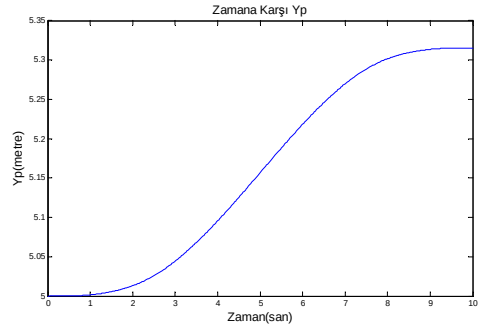
İstenen yörüngeyi izlemek üzere, üç farklı kritere göre yapılan artıksıllık çözümlemeleri sonucunda, eyletimli eklem değişkenleri için elde edilen zaman değişimleri, Şekil 4, Şekil 5, Şekil 6 ve Şekil 7'de gösterilmiştir.

Görüldüğü gibi, potansiyel enerji minimizasyonunda $s_1$ ve $s_2$ kayar eklem değişkenleri sürekli olarak eklem limitlerine takılı kalmışlardır. Toplam güç minimizasyonunda ise, bu kez, $s_1$ ve $s_3$ kayar eklem değişkenleri, başlangıçta olmasa da, daha sonra eklem limitlerine takılmışlardır.

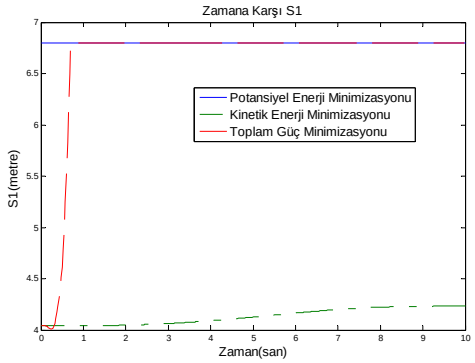
Simülasyonlar sonucunda ortaya çıkan potansiyel enerji, kinetik enerji ve toplam güç grafikleri ise Şekil 8, Şekil 9 ve Şekil 10'da gösterilmiştir.



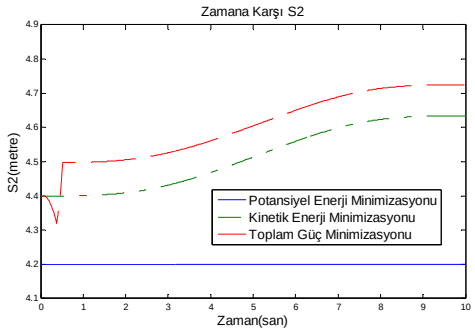

Şekil 2. $P$ noktasının $x$ yönünde istenen hareketi



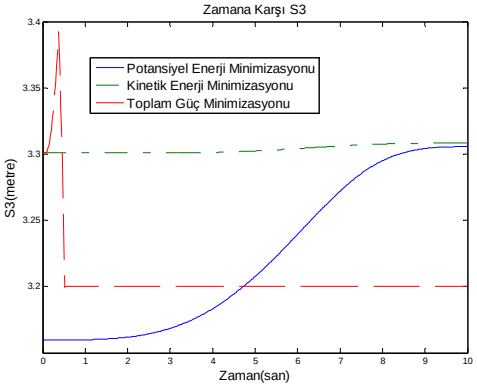

Şekil 3. $P$ noktasının $y$ yönünde istenen hareketi



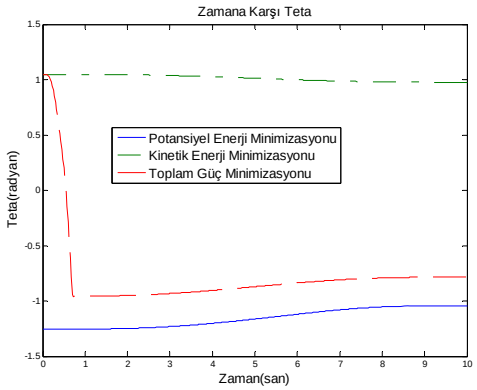

Şekil 4. $s_1$ değişkeninin zamana göre değişimi



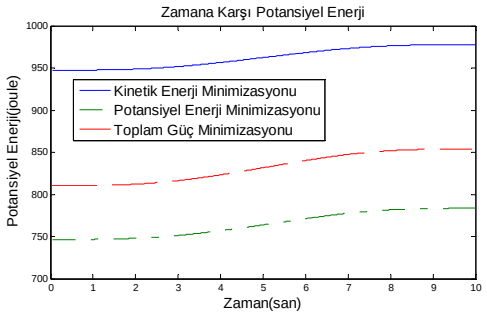

Şekil 5. $s_2$ değişkeninin zamana göre değişimi



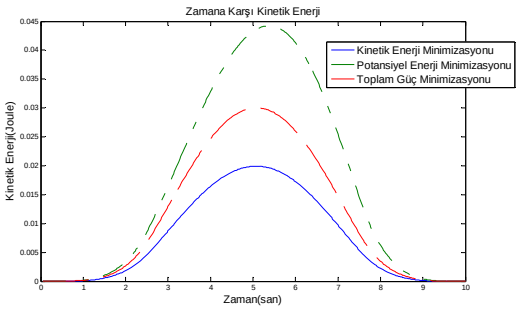

Şekil 6. $s_3$ değişkeninin zamana göre değişimi



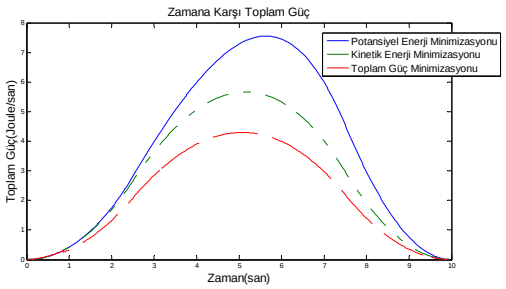

Şekil 7. $\theta$ değişkeninin zamana göre değişimi




Şekil 8. Potansiyel enerjinin zamana göre değişimi




Şekil 9. Kinetik enerjinin zamana göre değişimi




Şekil 10. Toplam gücün zamana göre değişimi

Simülasyon Ayrıntıları:

Kullanılan program:

Matlab 7.10.0.499 (R2010a), 64 bit

Kullanılan bilgisayarın teknik özellikleri:

Intel Core 2 Duo E8400 @ 3GHz

İşletim sistemi:

Windows 7 Professional, 64 bit

Çözümleme ve simülasyon süreleri:

*U* minimizasyonu için 16 dak.
*K* minimizasyonu için 18 dak.
*G* minimizasyonu için 21 dak.

## 6. TARTIŞMA

Daha önce de değinildiği gibi, şimdiye kadar kullanılan artıksıllık çözümleme yöntemlerinin neredeyse tümü, hız düzeyinde

kurgulanmıştır. Bu yöntemler, Jakobyen matrisinin sahte tersinin alınmasını gerektirirler. Bu nedenle, tekilliklere yakın konumlarda pek sağlıklı kullanılamazlar. Ayrıca, evrensel çözümü vermek yerine yerel çözümlere takılabilirler.

Bu çalışmada kullanılan melez genetik algoritmanın ise en büyük avantajı, evrensel çözümü vermesidir. Diğer önemli avantajı, konum düzeyindeki çözümlemelere de olanak sağlamasıdır. Böylece, durağan durumdaki bir manipülatör için bile artıksıllık çözümlemesi yapılabilmektedir. Kaldı ki, hız ve ivme düzeyindeki çözümlemeler için de rahatlıkla kullanılabilmektedir. Çözüm sürecine, eklem limitlerinden kaynaklanan eşitsizlik kısıtlamaları kolayca katılabilmektedir. Ayrıca, yinelemelerdeki olgunlaştırma işlemi sayesinde oldukça hızlı sonuç da vermektedir. Diğer bir avantajı da, Jakobyen matrisinin sahte tersinin alınmasına gerek bırakmamasıdır. Böylece, tekil konumların yakınlarında da kullanılabilir.

Bu çalışmada, melez genetik algoritma yöntemi, örnek olarak düzlemsel bir artıksıl paralel manipülatöre uygulanmıştır. Fakat, her türlü seri ya da paralel uzaysal artıksıl manipülatöre de rahatlıkla uygulanabilir.

## 7. KAYNAKLAR

1. Merlet, J. P., *Paralel robots*, Dordrecht, Springer, 2006

2. Gosselin, C, "Kinematic analysis and Design of Kinematically redundant paralel mechanisms", *Transactions of the ASME*, Vol.126, 109-118, 2004

3. Tsai, L. W., *The mechanics of serial and paralel manipulators*, John Wiley & Sons Inc., New York, 1999.

4. Fahimi, F., *Autonomous robots modeling path planning and control*, Springer, 978-0-387-09537-0, New York, 2009.

5. Bazaraa, M., Sherali, H. D., Shetty, C. M., *Nonlinear Programming Theory and Algorithms*, John Wiley & Sons Inc., 978-0-471-48600-8, New Jersey, 2006.

6. Cooper, L., *Applied Non-Linear Programming*, Aloray Inc., 0-913690-02-3, New Jersey, 1974.

7. Ebrahimi, I., Carretero, J., "A Family of Kinematically Redundant Paralel Manipulators", *Transactions of the ASME*, Vol.130, 062306-1 - 062306-8, 2008.

8. Zanganeh, K. E., Angeles, J., "Instantaneous Kinematics and Design of a Novel Redundant Paralel Manipulator", IEEE, 1050-4729/94, 3043-3048, 1994.

9. Cha, S. H., Lasky, T. A., Velinsky, S. A., "Singularity Avoidance for the 3-RRR Mechanism Using Kinematic Redundancy", IEEE International Conference on Robotics and Automation, Roma, Italy, 10-14 April, 2007, 1195-1200.

10. Chang, P. H., "A closed-Form Solution for Inverse Kinematics of Robot Manipulators with Redundancy", IEEE Journal of Robotics and Automation, Vol.Ra-3, No.5, 393-403, 1987

11. Mitchell, M., *An Introduction to Genetic Algorithms*, The MIT Press, 0-262-13316-4, Cambridge, Massachusetts, 1999.

12. Gen, M., Cheng, R., *Genetic Algorithms and Engineering Design*, John Wiley & Sons Inc., 1997.

13. Powell, M. J. D., "A Fast Algorithm for Nonlinearly Constrained Optimization Calculations", Lecture Notes in Mathematics, 144-157, 1978.

14. Özgören, M. K., "Artıksıl Bir Robot Kol İçin Konum ve Hız Düzeylerinde En İyi Ters Kinematik Çözümler", UMTS-2009, 14. Ulusal Makina Teorisi Sermpozyumu, ODTÜ Kuzey Kıbrıs Kampusu, 2-4 Temmuz 2009.

# YÜRÜYÜŞ DESTEKLEYİCİ DIŞ İSKELETİN MODELLENMESİ VE HAREKET KONTROLÜ

Ümit ÖNEN[1], Fatih Mehmet BOTSALI[2], Mete KALYONCU[3], Yusuf ŞAHİN[4], Mustafa TINKIR[5] Nihat YILMAZ[6]

[1] Necmettin Erbakan Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü 42090, KONYA
[2,3,4] Selçuk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü 42075, KONYA
[5] Necmettin Erbakan Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü 42090, KONYA
[6] Selçuk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü 42075, KONYA

uonen@konya.edu.tr, fbotsali@selcuk.edu.tr, mkalyoncu@selcuk.edu.tr, ysahin@selcuk.edu.tr, mtinkir@konya.edu.tr, nyilmaz@selcuk.edu.tr

## ÖZET

Nörolojik veya ortopedik hastalıklara, travmaya veya yaşlanmaya bağlı yürüme zorluğu çeken bireylerin yürüyüşünün desteklenmesi veya rehabilitasyonunda alt ekstremite dış iskeletlerin kullanılması konusundaki bilimsel araştırma çalışmaları son yıllarda robotik alanındaki araştırmacıların giderek daha fazla ilgisini çekmektedir. Alt ekstremite dış iskeletler (exoskeleton); insan-robot etkileşimi ile çalışan, insanlar tarafından giyilebilen bir robot türüdür. Bu çalışmada, insan yürüyüşünü desteklemek amacıyla geliştirilen "Yürüyüş Destekleyici Dış İskelet (YÜDİS) adı verilen alt ekstremite dış iskeletin istenilen yürüyüş hareketini gerçekleştirmesi için tasarlanan kontrol sistemi anlatılmaktadır. YÜDİS, sinir veya kas aktivasyonunu tamamen veya kısmen kaybetmiş bireylerin yürüyüşünü desteklemek için tasarlanmıştır. YÜDİS, her bir bacakta ikisi DC servomotorlarla tahrik edilen, diğerleri pasif olan toplam beş serbestlik derecesine sahiptir. YÜDİS'in katı modeli Solidworks yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Oluşturulan katı model, dinamik modelleme ve kontrol işlemlerinde kullanılmak üzere MATLAB/Simulink yazılımına aktarılmıştır. YÜDİS'in hareket kontrolü için "Önceden Programlanmış Hareket Kontrolü" mimarisi seçilmiştir. YÜDİS'e ait mafsal hareketlerinin kontrolü için PD türünde kontrolcüler tasarlanmıştır. YÜDİS prototipinde kullanılan kontrol sisteminden elde edilen kalça ve diz eklemlerindeki mafsal açıları, insan yürüyüşüne ait klinik yürüyüş analizi (Clinical Gait Analysis - CGA) verileri ile karşılaştırılarak geliştirilen kontolcülerin performansı değerlendirilmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Dış iskelet, klinik yürüyüş analizi, dinamik modelleme, hareket kontrolü, PD kontrol, robotik, simülasyon

# DYNAMIC MODELING AND MOTION CONTROL OF WALKING SUPPORTING EXOSKELETON

## ABSTRACT

In recent years, lower extremity exoskeletons attracted attention of many investigators in robotics field. Lower extremity exoskeleton is a kind of wearable robot that operates under human-robot interaction for mobilization of disabled individuals subjected to neural or orthopedic illnesses, trauma or aging. This paper focuses on motion control of an exoskeleton named "Walking Supporting Exoskeleton (WSE)". WSE is designed to support disabled individuals who lost their muscular and/or neural activities in the legs completely or partially. WSE has five degrees of freedom per leg, two of which are powered by DC servomotors. Solid model of WSE is created by using Solidworks software.Solid model generated for WSE is transferred to Simmechanics toolbox of MATLAB software for dynamic modeling and control purposes. "Pre-programmed Motion Control" architecture is selected to be used in control of WSE. PD type controllers are designed to be used in motion control of WSE. Controlled and measured angles at hip and knee joints of WSE are compared with corresponding Clinical Gait Analysis (CGA) data and developed controllers are evaluated on the basis of the experimental results.

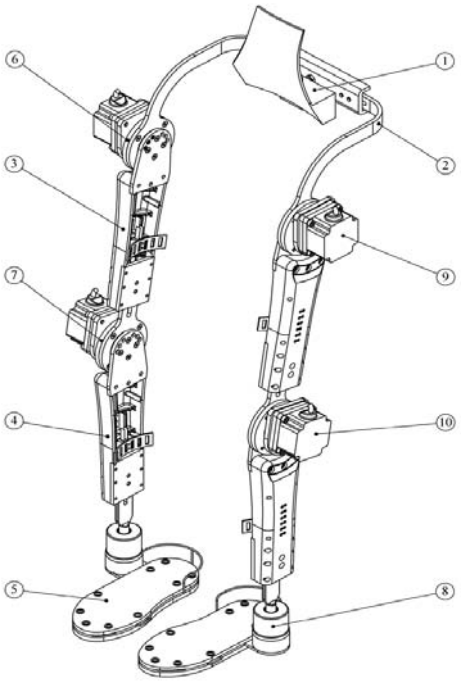
**Keywords:** Exoskeletons, Clinical Gait Analysis , dynamic modeling, motion control, PD control, robotics, simulation.

## 1. GİRİŞ

Dünya üzerinde bir çok birey nörolojik veya ortopedik hastalıklar, travma veya yaşlılık nedeniyle yürüyüş yeteneğini kısmen veya tamamen kaybetmiştir. Tekerlekli sandalye engelli bireylerin taşınmasında en yaygın kullanılan araçtır. Ancak, aşırı bozuk yol şartları ile merdiven veya kaldırım gibi geometrik engeller tekerlekli sandalyelerin hareketine önemli kısıtlamalar getirmekte, bu durum, tekerlekli sandalye kullanıcılarının sosyal yaşamını önemli ölçüde kısıtlamaktadır. Bu sorunu aşmanın bilinen en kolay yolu engelli insanların taşınmasında tekerlekli sandalyeler yerine dış iskeletlerin kullanılmasıdır. Dış iskeletler, insan-robot etkileşimine bağlı olarak çalışan, giyilebilir bir robot türüdür. Dış iskeletler, engelli bireylere hareket kabiliyeti kazandırmanın ötesinde onlara tekrar yürüme imkanı sunmaktadır.

Dış iskelet sistemi çalışmaları yaklaşık 50 yıl önce başlamıştır, İlk aktif dış iskelet 1965 yılında General Elektrik tarafından geliştirilen Hardiman'dır [1]. Hardiman, Master-Slave tipi kontrol kullanılarak elektrikli eyleyicilerle hareket ettirilmekteydi. Hardiman'ın son derece ağır ve karmaşık yapısı nedeniyle güvenlik problemleri meydana gelmiş, bu nedenle çalışmalara son verilmesine karar verilmiştir. 1970 yılında Belgrad Mihajlo Pupin enstitüsü tarafından engellilerin rehabilitasyonunda kullanılmak için bir dış iskelet geliştirilmiştir [2]. Bu projede hidrolik, pnömatik ve elektrikli tipte çeşitli eyleyiciler kullanan farklı dış iskeletler tasarlanmıştır. Geliştirilen dış iskelet sabit bir güç kaynağına bağlı olmasının yanında önceden programlanmış hareketleri gerçekleştirebilmiştir.

Son yıllarda ise Tsukuba Universitesi tarafından yürüyüş bozukluğu olan bireylerin yürütülmesi için HAL adı verilen bir dış iskelet geliştirilmiştir [3]-[5]. HAL, elektirikli eyleyiciler ile tahrik edilmektedir ve otonom duruş ve güç destek kontrolünden oluşan hibrit bir kontrol sistemine sahiptir. Kullanıcının niyetlendiği hareket EMG ve yer tepki kuvveti sensörleri kullanılarak tespit edilmektedir. HAL kendi güç ünitesini taşıyarak başarıyla yürüyebilmiştir. Kanagawa teknoloji enstitüsü ise "Giyilebilir Güç Elbisesi" adı verilen pnömatik eyleyiciler ile hareket ettirilen bir tüm gövde dış iskeleti geliştirmişlerdir [6]. Taşınabilir bir güç ünitesine sahip olmayan bu dış iskelet bazı uygulamaları gerçekleştirebilmiştir.

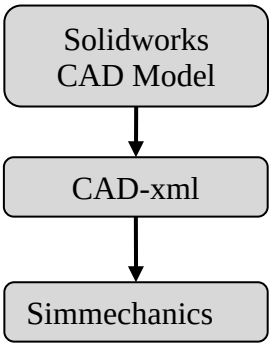



**Şekil 1.** YÜDİS'in genel yapısı.
(1-Sırt Desteği, 2-Bel, 3-Üst Bacak, 4-Alt Bacak, 5-Ayak, 6-Kalça Mafsalı, 7-Diz Mafsalı, 8-Ayak Mafsalı, 9-Kalça Eyleyicisi, 10-Diz Eyleyicisi)

BLEEX adı verilen bir diğer Alt ekstremite dış iskelet ise Berkeley üniversitesi tarafından geliştirilmiştir. [7]-[12]. BLEEX kendi ağırlığının yanında belirli miktarda sırt yükünü taşıyabilen tamamen otonom bir dış iskelettir. BLEEX hidrolik eyleyiciler tarafından hareket ettirilen insan anatomisine uygun iki adet bacak, bazıları ayakkabıya yerleştirilmiş 40 tan fazla sensör ve hibrit bir güç ünitesinden oluşmaktadır. BLEEX yük taşıyabilen ilk otonom dış iskelettir.

YÜDİS, nörolojik veya ortopedik hastalıklar, travma veya yaşlılık sebebiyle bacaklardaki kas/sinir aktivasyonunu kısmen yada tamamen kaybetmiş bireylerin yürütülmesi için tasarlanmıştır. Yapılan tasarım, Şekil 1' de görülmektedir. YÜDİS'in tasarımı; mekanik

tasarım, eyleyici seçimi ve kontrolcü tasarımı olmak üzere üç ana aşamada gerçekleştirilmiştir. Bu makalede, ağırlıklı olarak YÜDİS'in dinamik modellemesi ve kontrolü anlatılmaktadır. YÜDİS, her bir bacakta ikisi elektrikli eyleyicilerle tahrik edilen, diğerleri pasif olan toplam beş serbestlik derecesine sahiptir. Bacaklar, YÜDİS ve kullanıcı arasında maksimum uyumu ve konforu sağlamak üzere insan anatomisine uygun olacak şekilde tasarlanmıştır. Hafif gövde tasarımı sayesinde maksimum manevra kabiliyeti ve minimum enerji tüketimi sağlanmıştır. Kompakt ve hafif yapısı, yüksek enerji verimliliği ve kolay kontrol edilebilirliği sebebiyle YÜDİS'in eyleyici sisteminde DC servomotorlar kullanılmıştır.

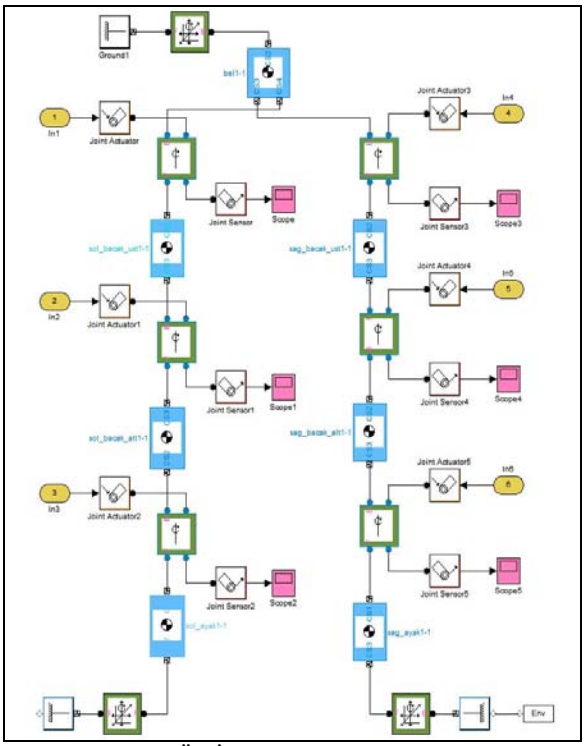



**Şekil 2.** Modelleme aşamaları.

Engelli kullanıcıların bacaklarındaki kas/sinir aktivasyonunun, hareket kontrolü için gerekli olan sinyalleri üretemeyecek kadar düşük olduğu kabul edilerek, YÜDİS'in kontrolünde "Önceden Programlanmış Hareket Kontrolü" mimarisi kullanılmıştır. Bu kapsamda, kontrol işleminde kullanılacak mafsal açısı referans giriş verileri, literatürde hazır olarak buluan klinik yürüyüş analizi (Clinical Gait Analysis -CGA) verilerinden alınmıştır. YÜDİS'in katı modeli Solidworks yazılımında oluşturulmuş, oluşturulan katı model, sistemin kontrolünde kullanmak üzere MATLAB yazılımının Simmechanics araç kutusuna aktarılmıştır. YÜDİS'in kontrolcü tasarımı ve yürüyüş analizleri MATLAB ortamında gerçekleş-tirilmiştir. Her bir mafsalın hareket kontrolü için PD kontrolcüler tasarlanmıştır. Üretilen prototip üzerinden ölçülen YÜDİS'e ait mafsal açıları ilgili Klinik Yürüyüş Analizi verileriyle karşılaştırılarak tasarlanan PD kontrolcünün performansı değerlendirilmiştir.

## 2. KLİNİK YÜRÜYÜŞ ANALİZLERİ

Bir dış iskelet kullanıcısının hareketini taklit edeceği için insan anatomisine uyumlu olmalıdır. İnsan anatomisine uyumlu bir dış iskelet tasarlarken, hedeflenen hareketler için gerekli mafsal açıları ve torklarının aynı hareketi yapan benzer boyutlardaki bir insandan belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için en kolay yol klinik yürüyüş analizlerinin kullanılmasıdır. Klinik yürüyüş analizinde mafsal açıları genellikle insan hareketini kaydeden kameralar ile elde edilir. Mafsal torkları ise mafsal açılarının ve yaklaşık uzuv kütleleri ve ataletlerinin dinamik denkleme yerleştirilmesiyle hesaplanır. YÜDİS'in yürüyüş hareketi için gerekli mafsal açıları, Hong Kong Politeknik Üniversitesi yürüyüş veri tabanındaki klinik yürüyüş analizleri [13] kullanılarak elde edilmiştir. Bu verilerde farklı yürüyüşe sahip kullanıcılar göz önünde bulundurularak zaman yerine % yürüyüş çevrimi kullanılmıştır.



**Şekil 3.** YÜDİS Simmechanics modeli.

## 3. DİNAMİK MODELLEME

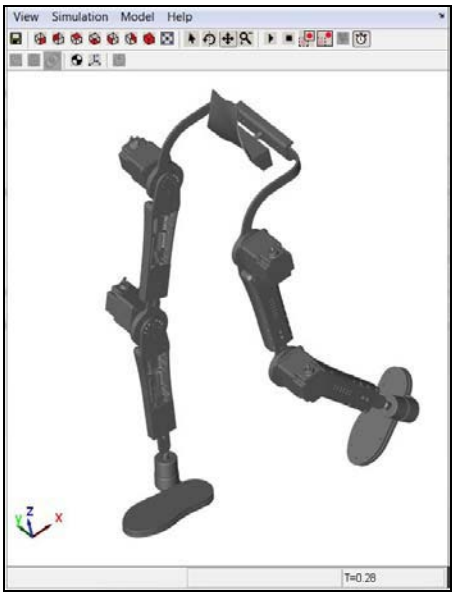
YÜDİS'in dinamik modeli elde edilirken Şekil 2'de görülen yol izlenmiştir. Modellemenin ilk adımı, Solidworks yazılımında katı modelin oluşturulmasıdır. Elde edilen katı model CAD-xml dönüştürücü bir yazılım kullanılarak MATLAB/



Simmechanics ortamına aktarılmıştır. YÜDİS'in Simmechanics modeli ve animasyon modeli sırasıyla Şekil 3 ve Şekil 4'te görülmektedir. Modelllemede Soldiworks ortamında oluşturulan katı modelin kullanılması nedeniyle, YÜDİS parçalarının kütle ve atalet özelliklerinin Simmechanics ortamına daha doğru biçimde aktarılması sağlanmıştır.

## 4. KONTROLCÜ TASARIMI

Dış iskeletlerde kullanılan kontrol mimarilerinde kullanıcıdan ve/veya dış iskeletin kendisinden elde edilen uygun giriş sinyallerine ihtiyaç duyulur. Ancak, kas/sinir aktivasyonunu büyük ölçüde kaybetmiş kullanıcılardan etkileşim kuvvetlerinin veya uygun giriş sinyallerinin alınması neredeyse imkânsızdır.




**Şekil 4.** YÜDİS'in Simmechanics simülasyon modeli animasyon ekran çıktısı.

Kas/sinir aktivasyonunu tamamen veya büyük ölçüde kaybetmiş kullanıcılar için en iyi kontrol türü kullanıcıdan elde edilen herhangi bir giriş sinyaline ihtiyaç duymayan "Önceden Programlanmış Hareket Kontrolü"dür. (ÖPHK)". Basit yapısı, az sensör ve hesaplama gereksinimi ÖPHK'nin diğer avantajlarıdır. Yukarıda açıklanan nedenlerle, sebeple YÜDİS'in hareket kontrolünde ÖPHK kullanılmıştır. ÖPHK'nün YÜDİS'te kullanılması aşağıdaki adımları izleyerek gerçekleştirilmiştir:

- Klinik yürüyüş analizinden elde edilen veriler kullanılarak hedeflenen hareketler için veri tabanı oluşturulur.
- Yapılması istenilen hareket seçilerek bu hareket için gerekli referans veriler oluşturulan veri tabanından elde edilir
- Gerçekleşen hareket bilgisi YÜDİS üzerinden elde edilir.
- Gerçekleşen hareket verisi ile referans hareket verisi karşılaştırılarak anlık hata bulunur.
- Anlık hata miktarını düzeltecek kontrol etkisi hesaplanarak sisteme uygulanır.

YÜDİS üzerinde bulunan dört adet mafsal için dört adet kontrolcü tasarlanmıştır. Mafsal hareketini sağlayan DC servo-motorların hedeflenen hareketi gerçekleştirmek için ihtiyaç duyulan tork ve hız değerlerini sağlayabileceği kabul edilmiştir. Kontrol işleminde referans mafsal açısı girişi olarak Hong Kong Polytechnic üniversitesi normal yürüyüş veri tabanından elde edilen klinik yürüyüş analizi verilerinden elde edilen mafsalaçısı değerleri kullanılmıştır.

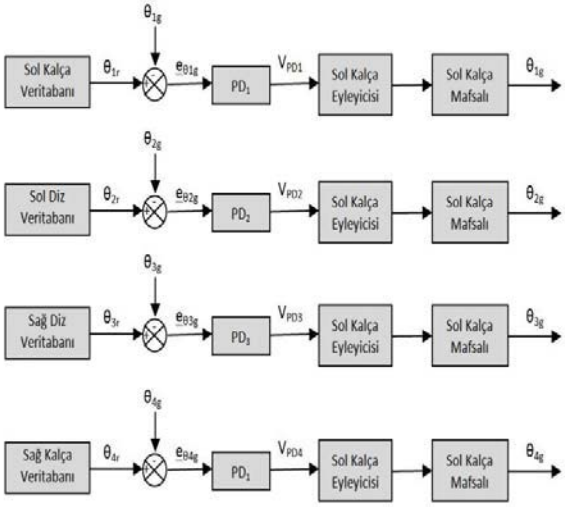



**Fig. 5.** YÜDİS için geliştirilen PD kontrol blok diyagramı.

YÜDİS'te PID türü kontrolcü kullanılabilmesi için:

- Sistemin açık çevrim cevabının bulunması ve cevabın iyileştirilebilmesi için neler gerektiğinin belirlenmesi,
- Yükselme zamanının geliştirilmesi için kontrolcüye oransal etki eklenmesi,



- Maksimum aşma miktarının azaltılması için kontrolcüye türev etki eklenmesi,
- Kalıcı durum hatasının yok edilmesi için kontrolcüye integral etki eklenmesi,
- Uygun cevap bulununcaya kadar Kp, Ki ve Kd kazanç değerlerinin ayarlanması

gerekmektedir. Ancak, iyi bir kontrol sağlayabilmek için orsansal, integral ve tüev etkilerin üçünün birlikte kullanılması zorunlu değildir. Örneğin, sistem için en uygun cevap oransal-türev (PD) etki ile sağlanabiliyorsa, integral (I) etkinin ilave edilmesi gereksizdir. Bunun yanında iyi bir kontrolün sağlanabilmesi için, en uygun kazanç değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Kontrol organının tipine bağlı olarak, oransal kontrol kazancı Kp'nin, integral kontrol kazancı Ki'nin ve türev kontrol kazancı Kd'nin en uygun değerlerinin belirlenmesinde kullanılabilecek farklı yöntemler bulunmaktadır. Kontrol edilen sistem özelliklerinin yaklaşık olarak bilinmesi durumunda, Kp, Ki ve Kd'nin en uygun değerleri yaklaşık olarak belirlenebilir. Bu parametrelerin nihai değerlerinin hassas ayarı ise, sistemin kalıcı durum ve dinamik davranışı arasında bir uyum sağlanacak şekilde saptanır.

**Tablo 1.**
PD Kontrolcü Kazanç Parametreleri.

| Paramatre | Sol Kalça | Sol Diz | Sağ Kalça | Sağ Diz |
|---|---|---|---|---|
| $K_P$ | 2 | 3 | 2 | 3 |
| $K_d$ | 10 | 3 | 10 | 3 |

Kazançların belirlenmesinde analitik ve deneysel olmak üzere iki yöntem kullanılabilir. Kontrol edilen sistemin ve ölçme elemanının dinamik davranışlarının bilinmesi halinde, Kp, Ki ve Kd parametreleri için en uygun değerler, analitik olarak hesaplanabilir. Bu hesaplamalarda bir takım optimizasyon işlemleri kullanılır. Hesaplamalar teknik yönden mümkün olmakla beraber, işlemler oldukça karmaşık ve zordur. Bu sebeple PID kontrol uygulamalarda daha çok deneysel yöntemler kullanılır. YÜDİS dinamik modeli doğrusallaştırılamadığı için kontrolcü kazançlarının belirlenmesinde analitik metotlar yerine deneme yanılma metodu seçilmiştir. Kontrol işleminde PD kontrolcü kullanılmasına karar verilerek en iyi performansı sağlayan PD kazançları Tablo 1' de verilmiştir.

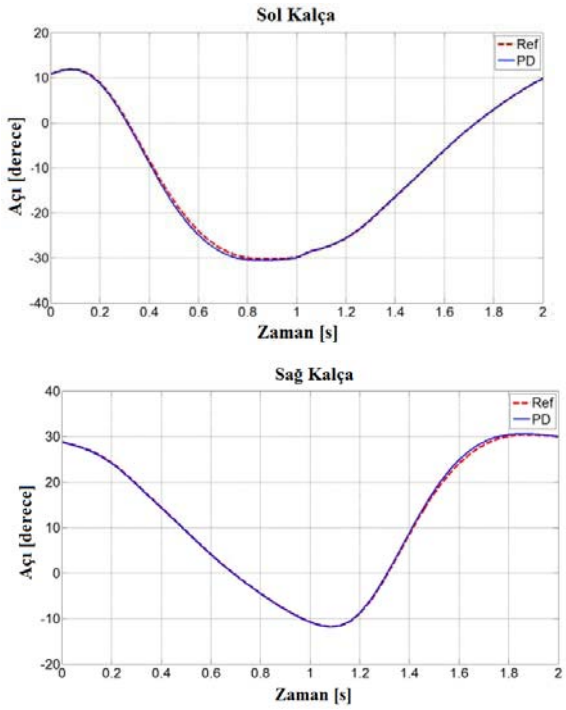
YÜDİS'in hareket kontrolüne ait için blok diyagramı Şekil 5'de verilmiştir. YÜDİS'in kalça ve diz kısmında bulunan toplam dört mafsalın her birindeki eyleyicinin hareketi şekilde görüldüğü gibi ayrı bir PD kontrolcü kullanılarak kontrol edilmiştir. Kontrol girişi olarak referans açı değerleri kullanılmıştır. Kalça ve diz mafsallarından ölçülen anlık pozisyon verileri geri besleme sinyali olarak kullanılmıştır. Tasarlanan PD kontrolcülerin performansı gerçekleşen mafsal açıları, kilinik yürüyüş analizi verileri ile karşılaştırılarak test edilmiştir.

## 5. SİMÜLASYON SONUÇLARI

YÜDİS mafsallarının pozisyon kontrolü için seçilen ilk kontrol yöntemi, robotik sistemlerde sıklıkla kullanılan PD kontroldür. PD kontrol, kazanç parametrelerinin doğru bir şekilde ayarlanması durumunda son derece hızlı ve kararlı bir cevap sağlayabilmektedir. Fakat adaptiflik özelliğine sahip olmamasından dolayı farklı çalışma şartlarında kontrolcü parametrelerinin tekrar ayarlanma gereksinimi, PD kontrolün en önemli dezavantajlarından birisidir. Dış iskeletlerin farklı kullanıcılar tarafından birçok farklı hareketi gerçekleştirmek amacıyla kullanılacak olması, dış iskelette kullanılan kontrolcünün adaptiflik özelliğine sahip olmasını gerektirmektedir.Bu çalışmada eyleyicilerin gerekli tork ve hızı sağlaması için YÜDİS'in mafsallarına sadece konum kontrolü yapılmıştır. YÜDİS'in kalça ve diz mafsallarının kontrolü için dört PD kontrolcü tasarlanmıştır. MATLAB/ Simulink/ SimMechanics yazılımı kullanılarak elde edilen yürüyüş simülasyonları Şekil 6'da verilmiştir.

PD kontrolcünün oransal kazanç (Kp) değeri; kalça mafsalları için 2, diz mafsalları için 3 olarak belirlenmiştir. Türev kazanç (Kd) değeri ise tüm mafsallar için 10 olarak belirlenmiştir. Sistemde PD türü kontrolcü kullanılması durumunda elde edilen mafsal açılarının, klinik yürüyüş analizi verilerinden alınan referans mafsal açıları ile karşılaştırması Şekil 6 ve Şekil 7'de verilmiştir. Bu sonuçlara göre; tasarlanan PD kontrolcülerin kilinik yürüş verilene göre

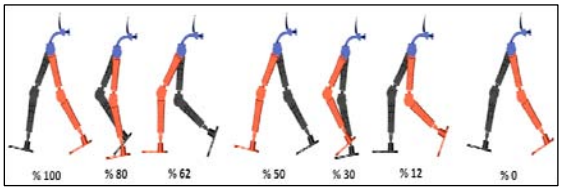
YÜDİS'in hem kalça hem diz hareketlerini başarılı bir şekilde gerçekleştirdiği görülmektedir. YÜDİS modelinden elde edilen kullanılan yürüyüş benzetimi Şekil 8'de verilmiştir.




**Şekil 6.** Sol ve sağ kalça mafsalları için referans mafsal açısı ve gerçekleşen mafsal açısı

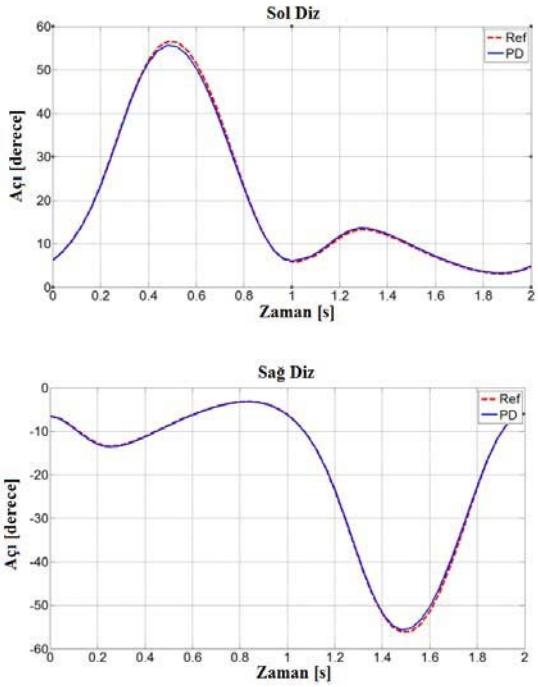
## 6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada "Yürüyüş Destekleyici Dış İskelet (YÜDİS) adı verilen alt ekstremite dış iskeletin hareket kontrolü için tasarlanan kontrol sistemi sunulmuştur. YÜDİS'in hareket kontrolünde "Önceden Programlanmış Hareket Kontrol" mimarisi seçilmiştir.




**Şekil 8.** YÜDİS dinamik modelinden elde edilen yürüyüş benzetimi.

YÜDİS'e ait kalça ve diz mafsallarının hareketlerinin kontrolünde kullanmak üzere PD türünde dört adet kontrolcü tasarlanmıştır. Üretimi yapılan prototip dış iskeletin gerçekleştirdiği mafsal açıları, ilgili klinik yürüyüş analizi verileri ile karşılaştırılarak tasarlanan PD kontolcülerin performansı değerlendirilmiştir.




**Şekil 7.** Sol ve sağ diz mafsalları için referans mafsal açısı ve gerçekleşen mafsal açısı

Şekil 9'da görülen YÜDİS'e ait prototip üzerinden ölçülen mafsal açıları esas alınarak yapılan değerlendirmede; kontrol işleminin gerçekleştirdiği kalça ve diz mafsal açılarının kilinik yürüş analizi verilerine göre hesaplanan mafsal açıları ile uyumlu olduğu, tasarlanan PD kontrolcülerin performansının tatmin edici düzeyde olduğu sonucuna varılmıştır.



**Şekil 9.** YÜDİS'in ilk prototipi.

## 7. KAYNAKLAR

1. B. J. Makinson, Research and development prototype for machine augmentation of human strength endurance, Hardiman I project, General Electric Co., Schenectady, NY, 1971. Tech. Rep. S-71-1056.



2. M. Vukobratovic, D. Hristic, and Z. Stojiljkovic, "Development of active anthropomorphic exoskeletons," *Med. Biol. Eng.*, vol. 12, no. 1, pp. 66–80, Jan. 1974.
3. H. Kawamoto, S. Kanbe, Y. Sankai, "Power assist method for HAL-3 estimating operator's intention based on motion information," *Proc. of the IEEE Int. Workshop on Robot and Human Interactive Communication*, Millbrae, California, October 31-November 2, 2003.
4. H. Kawamoto, Y. Sankai, "Power assist method based on phase sequence driven by interaction between human and robot suit," *Proc. of the IEEE Int. Workshop on Robot and Human Interactive Communication*, Okayama, Japan, September 20-22, 2004.
5. H. Kawamoto and Y. Sankai, "Power assist system HAL-3 for gait disorder person," *Lecture Notes Computer Science, vol 2398: Proc. 8th Int.Conf. Computers Helping People with Special Needs*, Berlin, Germany:Springer-Verlag, 2002.
6. K.Yamamoto, K. Hyodo, M. Ishii, and T.Matsuo, "Development of power assisting suit for assisting nurse labor," *JSME Int. J. Series C.*, vol. 45, no. 3, pp. 703–711, Sep. 2002.
7. A. Chu, H. Kazerooni, A. B. Zoss, "On the biomimetic design of the Berkeley lower extremity exoskeleton (BLEEX)," *Proceedings of the IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation ICRA*, Barcelona, Spain, April 18-22, 2005.
8. J. Ghan, H. Kazerooni, "System identification for the Berkeley lower extremity exoskeleton (BLEEX)," *Proc. of the Int. Conf. on Robotics and Automation*, Orlando, Florida, May 15-19, 2006.
9. H. Kazerooni, R. Steger, L. Huang, "Hybrid control of the Berkeley lower extremity exoskeleton (BLEEX)," *The International Journal of Robotics Research*, vol.25, no.5-6, pp.561-573, 2006.
10. H. Kazerooni, A. Chu, R. Steger, "That which does not stabilize, will only make us stronger," *The International Journal of Robotics Research*, vol.26, no.1, pp.75-89, 2007.
11. R. Steger, S. H. Kim, H. Kazerooni, "Control scheme and networked control architecture for the Berkeley lower extremity exoskeleton (BLEEX)," *Proc. of the IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*, Orlando, Florida, May 15-19, 2006.
12. B. Zoss, H. Kazerooni, A. Chu, "Biomechanical design of the Berkeley lower extremity exoskeleton(BLEEX)", IEEE/ASME Transactions on Mechetronics, vol.11, no.2, pp.128-138, 2006.
13. A. Kirtley, CGA Normative Gait Database, Hong Kong Polytechnic Univ. [Onine]. Available: http://guardian.curtin.edu.au/cga/data/

## 8. DİPNOT

*Bu çalışma; Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından SANTEZ Programı kapsamında desteklenerek başarıyla tamamlanan SANTEZ 00274.STZ.2008 nolu ve* ***"İnsan Yürüyüşünü Destekleyici Dış İskelet Tasarımı ve Kontrolü"*** *başlıklı proje kapsamında gerçekleştirilmiştir. .*
*Proje çıktıların sınai mülkiyet hakları AMARTİS Sağlık Medikal İnşaat Sanayi ve Tic. Ltd. Şti.ne aittir.*

# KÖPÜK DOLGULU BALPETEĞİ SANDVİÇ YAPILARIN TİTREŞİM ANALİZİ

Muhammet Raci AYDIN, Mustafa YAMAN, Gürkan ŞAKAR, Ömer GÜNDOĞDU

Atatürk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü 25240, ERZURUM

muhammet.aydin@atauni.edu.tr, myaman@atauni.edu.tr, gsakar@atauni.edu.tr, omergun@atau.edu.tr

## ÖZET

Mühendislik uygulamalarında hafif yapıların kullanımı oldukça önemlidir. İki yüzey arasına çekirdek malzeme olarak yüksek sönümleme kabiliyetine sahip farklı bir malzeme yerleştirilerek sandviç yapılar oluşturulabilir. Bu yapıların ağırlık-dayanım oranı genellikle diğer katı malzemelerden oldukça yüksektir. Bu özelliklerinden dolayı, sandviç yapıların ulaşım araçlarında kullanımı giderek artmaktadır. Bu çalışmamızda, farklı plaka ve çekirdek kalınlıklarıyla oluşturulan bal peteği sandviç yapılara poliüretan köpük dolgusu yapılarak, ankastre-serbest sınır şartında doğal frekansları ve sönüm oranları belirlenmiştir. Bu sandviç yapıyı oluşturan yüzey tabaka kalınlıklarının ve çekirdek malzemesi kalınlığının yanı sıra poliüretan köpüğün titreşim karakteristiklerine olan etkileri incelenmiştir. Nümerik analizler sonlu elemanlar yöntemiyle çözüm üreten ANSYS ile yapılmıştır. Deneysel olarak elde edilen sonuçlarla, nümerik olarak elde edilen sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Bal peteği sandviç yapı, poliüretan köpük, titreşim, sönüm

# VIBRATION ANALYSIS OF FOAM FILLED HONEYCOMB SANDWICH STRUCTURES

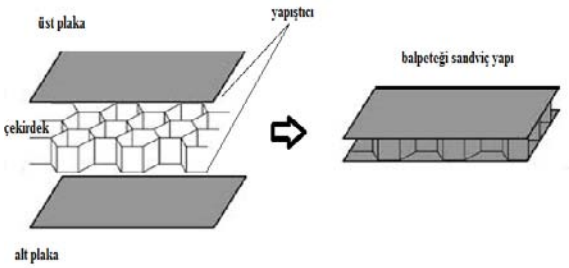
## ABSTRACT

In engineering applications, the use of lightweight structures is quite important. As the core material between two surfaces is capable of high damping, sandwich structures can be created by placing a different material. Weight to strength ratio of these structures is generally much higher than other solid materials. Because of these properties, use of sandwich structures, in transportation vehicles is increasing. In this study, polyurethane foam is filled to honeycomb sandwich structures produced at different plate and core thicknesses. Natural frequency and damping ratios are determined for fixed-free boundary conditions. Effect of surface layer thickness, core material thickness and the polyurethane foam to vibration characteristics is investigated. Numerical solutions are realized on ANSYS that uses finite element method for its solutions. Results obtained from experiments are compared with the ones from numerical results.

**Keywords:** Honeycomb sandwich structure, polyurethane foam, vibration, damping

## 1.GİRİŞ

Bir sandviç yapı; yüzey plakası, çekirdek ve ara yüzeyler arasındaki yapıştırıcı olmak üzere üç temel elemandan oluşur. Sandviç yapıların en büyük avantajı, ihtiyaca göre farklı çekirdek ve yüzey elemanları seçilerek, farklı geometrilerde uygulama yapmaya imkân tanımasıdır.İki yüzey arasına hafif bir çekirdek malzemesi kullanılarak üretilen sandviç yapının, bükülme sertliği, mukavemeti ve sönüm oranı arttırılabilir. Sandviç malzemeler, özellikle klasik malzemelere oranla sahip oldukları; hafiflik, yüksek dayanım/ağırlık oranı, dayanıklılık gibi özellikleri sayesinde ulaşım araçlarında, havacılık ve uzay sanayiden, denizcilik, otomotiv ve yapı endüstrisine kadar değişen pek çok sahada geniş bir kullanım alanına sahiptir.



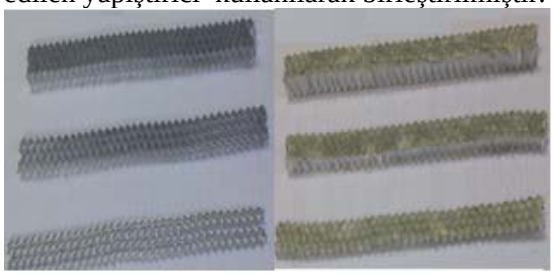

Şekil 1. Tipik bir bal peteği sandviç yapıyı oluşturan elemanlar

1950 li yılların sonlarından beri sandviç yapıların titreşimi ile ilgili birçok araştırma yapılmıştır. Şimdiye kadar üzerinde çalışılan modellerin çoğunda viskoelastik bir çekirdeğin kompleks yapısındaki kayma gerilmelerinin sönümlemeye katkısı incelenmiştir[1]. Son yıllarda yapılan çalışmalarda ise; çekirdek olarak, viskoelastik malzemelerle beraber bal peteği yapılar üzerinde yoğunlaşılmıştır. Jun ve Aref yaptıkları çalışmalarda bal peteği-köpük kombinasyonundan oluşan çekirdeklerle yapılan sandviç yapıların, tek tek bal peteği veya katı viskoelastik malzemelerden oluşan yapılardan daha yüksek sönümlemeye sahip olduğunu bildirmişlerdir[2]. Li ve Crocker, sandviç yapıların sönümlemesi için çeşitli teorik modelleri gözden geçirmiştir. Kağıttan imal edilmiş bal peteği çekirdeğe poliüretan doldurarak, çekirdek ve yüzey plakası kalınlıklarının değiştirilmesiyle ürettikleri numunelerin bir kısmına delaminasyon uygulamışlardır. Sönümlemeyi frekansa bağlı olarak incelemişlerdir. Yüzey levha kalınlığının artması durumunda, düşük ve yüksek frekans aralıklarında sönümlemenin düşük, ama orta frekans aralığında yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Çekirdek kalınlığının artması durumunda, sönümün, orta ve yüksek frekans aralıklarında arttığını tespit etmişlerdir. Delaminasyonun ise, sandviç kompozit yapılarda daha fazla sürtünmeye sebep olduğu için sönümlemeyi arttırdığı, hem sertlik hem de doğal frekansta azalmaya sebep olduğu tespit edilmiştir[3]. Şakar, Yaman ve Bolat, petek yapılı sandviç kompozit yapıların serbest-serbest sınır şartlarında titreşim analizini yapmışlardır. Şandviç yapıyı oluşturan alt-üst yüzey kompozit tabaka özelliklerinin ve çekirdek yüksekliğinin titreşim karakteristiklerine olan etkisini incelemiştir[4]. Salam ve Bondok, sonlu elemanlar yöntemini kullanan ANSYS vasıtasıyla farklı çekirdek sayıları ve şekilleriyle sandviç yapıların doğal frekanslarını, mod şekillerini ve statik değişimlerini incelemişlerdir. Elde edilen sonuçların sandviç kirişler için kullanılan genelleştirilmiş denklemlerden elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğunu tespit etmişlerdir[5]. Solmaz, Şanlıtürk ve Özben, petek yapılı sandviç yapılarda köpük dolgusunun kritik burkulma yüküne etkisinin sayısal olarak tespitini yapmış ve numunelerde hücre boşluklarına köpük ilavesinin, tüm hücre duvarı kalınlıkları ve boyutları için kritik burkulma yükünü arttırdığını bildirmişlerdir[6]. Zhang ve Chen, çekirdek malzemesi olarak viskoelastik bir tabakaya sahip tabakalı bir kompozit kirişin sönüm kapasitesini enerji metodunu esas alarak sonlu elamanlar yöntemi vasıtasıyla belirlenmişlerdir. Analizlerinde ANSYS paket programı kullanmışlar ve elde edilen sonuçları daha önce yapılan çalışmalarla karşılaştırmışlardır[7]. Şakar ve Yaman, sandviç yapıyı oluşturan alt ve üst yüzey tabakaların ve çekirdek malzemesinin geometrisi ve malzeme özelliklerini değiştirerek, çeşitli sınır şartlarında farklı sandviç yapı modellerinin dinamik özelliklere olan etkisi, hem farklı nümerik yöntemlerle hem de deneysel olarak incelenmiştir[4]. Nilsson ve Nilsson, bal peteği sandviç kompozit yapıların dinamik özelliklerini Rayleigh Ritz yöntemi ve deneysel olarak araştırmışlardır. [9]Aydıncak, bal peteği

yapıların tasarım ve analiz parametrelerini nümerik yöntemle incelemiştir.[10]Wang ve Yang, kompozit sandviç ankastre kirişlerin titreşim ve sönüm davranışına, bal peteği çekirdek hücreleri içine konan ve sönümleyici olarak kullanılan bilyelerin etkisini deneysel olarak incelemişlerdir.[11]Rao, otomotiv ve uçak yapılarında viskoelastik sönümleme uygulamaları tanımlamıştır. Otomotiv ve havacılık sektörlerinde sönümleme, düşük maliyetli ve yüksek hacimli üretilmiş yapılarla mümkün olmaktadır[12].

## 2.MALZEME VE YÖNTEM

Deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere alt ve üst plakaları alüminyum olan sandviç yapıların üretimi yapılmıştır. Bu yapılar farklı kalınlıklarındaki (0.6, 1.3, 1.6 mm) alüminyum plakalar ile farklı yükseklikteki (6, 10, 15 mm) bal peteği çekirdek malzemeler kullanılarak gerçekleştirilmiştir. (bkz.Tablo 1) Deneylerde kullanılan içi boş ve içi poliüretan köpük ile doldurulmuş alüminyum bal peteği çekirdekleri Şekil 2 de gösterilmiştir. Plakalar ve çekirdekler Araldite AW 106 TU ve HV 953 U yapıştırıcılar ağırlıkça birebir oranda karıştırılarak elde edilen yapıştırıcı kullanılarak birleştirilmiştir.



Şekil 2. Deneylerde kullanılan içi boş ve içi poliüretan köpük ile doldurulmuş alüminyum bal peteği çekirdekleri

Poliüretan köpükle doldurulmuş bal peteği çekirdekler, içi boş bal peteği çekirdeklerden yaklaşık olarak %40- %50 oranında daha ağırdır. (bkz. Tablo 1)

Tablo 1. Boş ve dolu bal peteği çekirdeklerin ağırlıkları

| 6 mm Çekirdek | | 10 mm Çekirdek | | 15 mm Çekirdek | |
|---|---|---|---|---|---|
| BOŞ Ağırlık (gr) | DOLU Ağırlık (gr) | BOŞ Ağırlık (gr) | DOLU Ağırlık (gr) | BOŞ Ağırlık (gr) | DOLU Ağırlık (gr) |
| 1,62 | 2,42 | 2,62 | 3,92 | 3,94 | 5,74 |



Şekil 3, Deneyde kullanılan numune tipleri

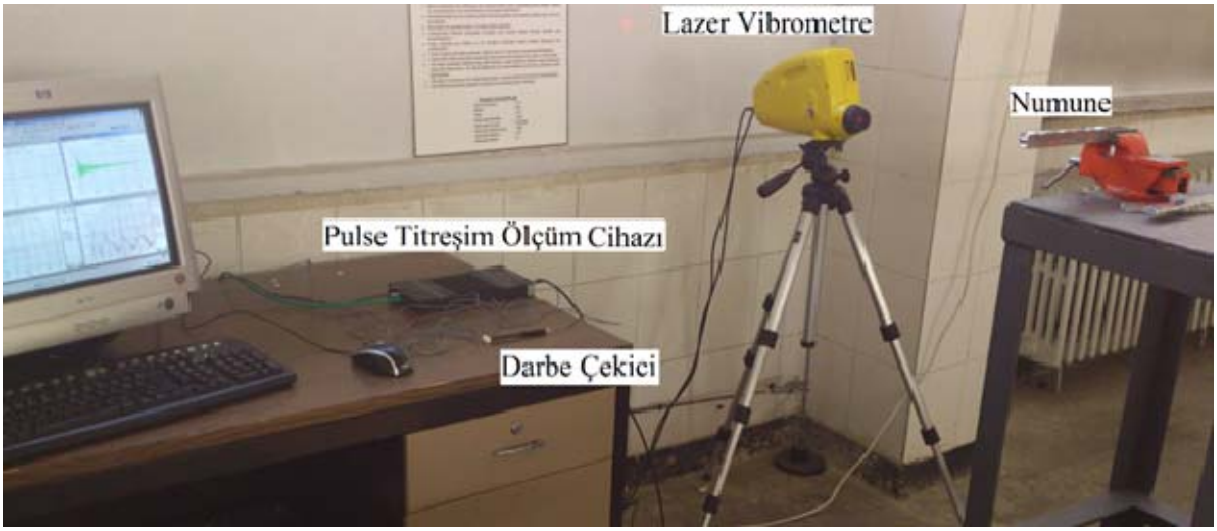
Tablo 2. Deney için üretilen numunelerin özellikleri

| Numune Adı | Plaka Kalınlığı (mm) | Çekirdek Kalınlığı (mm) | Uzunluk (mm) | Genişlik (mm) | PU Köpük |
|---|---|---|---|---|---|
| A | 0,6 | 6 | 227 | 25 | yok |
| B | 0,6 | 6 | 227 | 25 | var |
| C | 0,6 | 10 | 227 | 25 | yok |
| D | 0,6 | 10 | 227 | 25 | var |
| E | 0,6 | 15 | 227 | 25 | yok |
| F | 0,6 | 15 | 227 | 25 | var |
| G | 1,3 | 6 | 227 | 25 | yok |
| H | 1,3 | 6 | 227 | 25 | var |
| I | 1,3 | 10 | 227 | 25 | yok |
| J | 1,3 | 10 | 227 | 25 | var |
| K | 1,3 | 15 | 227 | 25 | yok |
| L | 1.3 | 15 | 227 | 25 | var |




Şekil 4. Deneyde kullanılan poliüretan köpüğün sönüm davranışı

Literatürde poliüretan köpük için çok geniş aralıklarda yoğunluk ve elastisite modülü değerleri tanımlandığı için biz bu değerleri deneylerde kullandığımız numuneler için kendimiz hesapladık. Elastisite modülünü tam olarak bulmak için pulse titreşim ölçüm cihazı vasıtasıyla elde ettiğimiz Şekil 4'teki sönüm davranışını kullanarak numunenin frekansını hesapladık. Ankastre-serbest sınır şartında bir kiriş elemanının yanal titreşimi için doğal frekans denklemini kullanarak poliüretan köpüğün elastisite modülünü tespit ettik.(bkz. Tablo 3)




Şekil 5. Deney düzeneği

Tablo 3. Malzeme özellikleri listesi [4,14,16]

| Malzeme | Elastisite Modülü (MPa) | Yoğunluk (kg/m3) | Poisson Oranı |
|---|---|---|---|
| Alt-Üst Alüminyum Levha | 71000 | 2770 | 0.33 |
| Alüminyum Bal peteği Çekirdek | 69000 | 2870 | 0.3 |
| Poliüretan Köpük | 2.9513 | 41 | 0.432 |

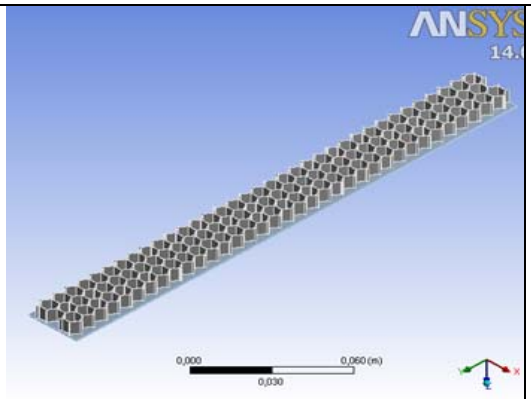
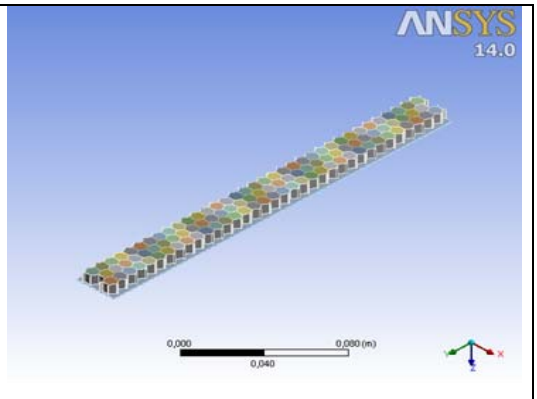
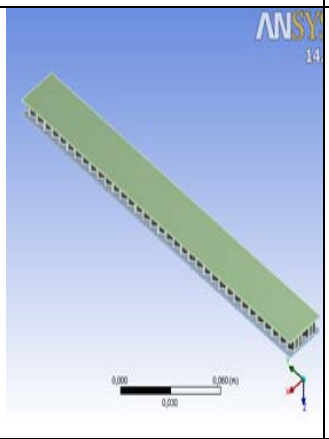
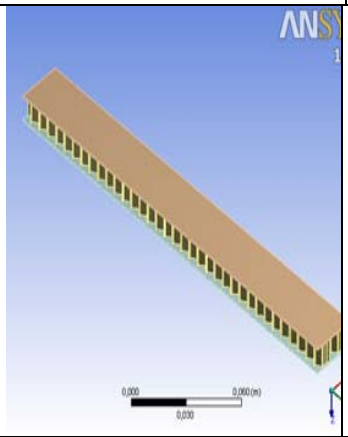
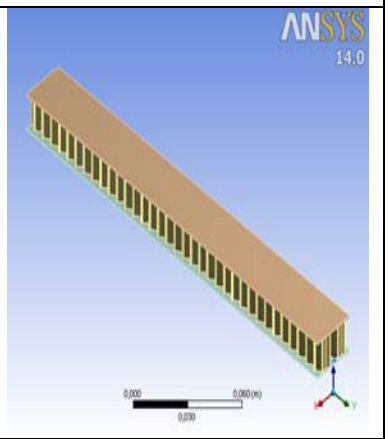
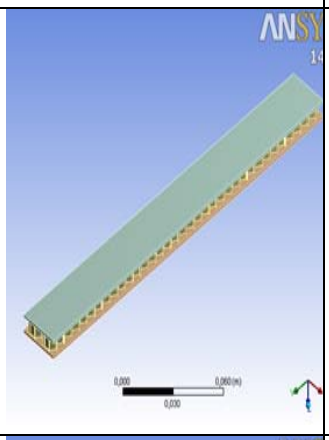
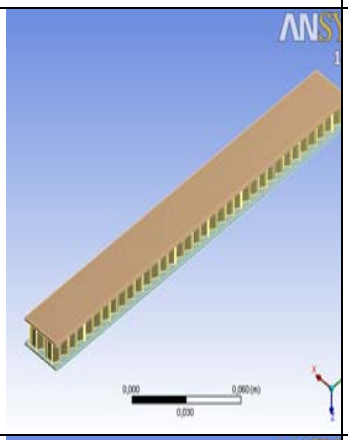
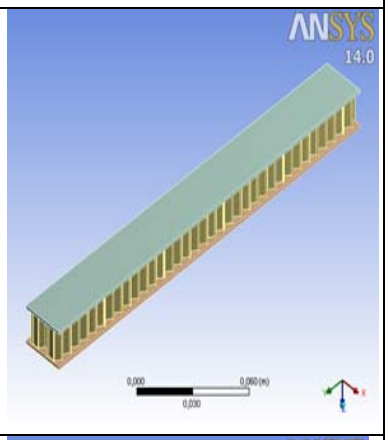
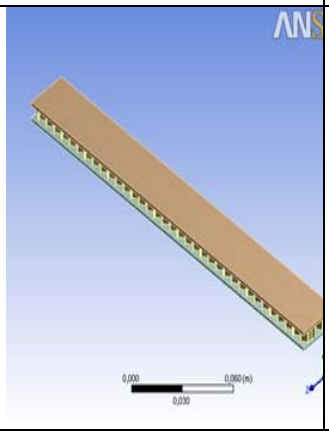
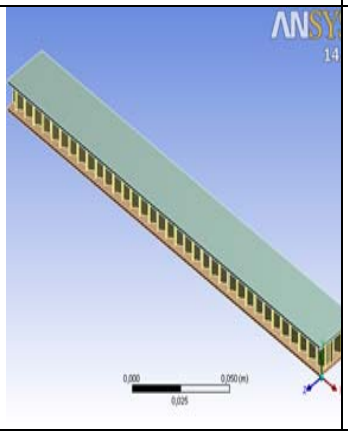
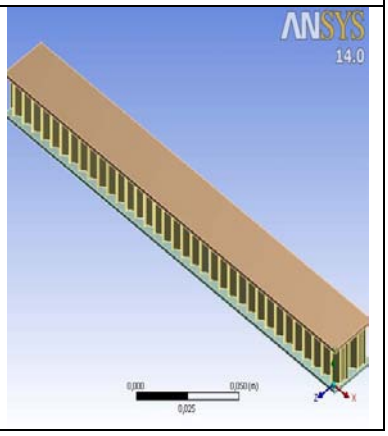
Tablo 4. Deney için üretilen numunelerden deneysel ve nümerik olarak elde edilen sonuçlar

| Numune Adı | İlk Doğal Frekans ANSYS (Hz) | İlk Doğal Frekans DENEY (Hz) | Hata Oranı % | Sönüm Oranı % |
|---|---|---|---|---|
| A | 166,35 | 151 | 9,22 | 0,362 |
| B | 162,85 | 145 | 10,96 | 0,424 |
| C | 254,37 | 232 | 8,79 | 0,436 |
| D | 246,21 | 222 | 9,83 | 0,592 |
| E | 352,03 | 320 | 9,09 | 0,531 |
| F | 336,79 | 305 | 9,43 | 0,695 |
| G | 186,22 | 165 | 11,39 | 0,331 |
| H | 184,24 | 159 | 13,69 | 0,413 |
| I | 274,23 | 244 | 11,02 | 0,412 |
| J | 269,63 | 235 | 12,84 | 0,588 |
| K | 373,25 | 326 | 12,65 | 0,512 |
| L | 364,41 | 314 | 13,83 | 0,683 |

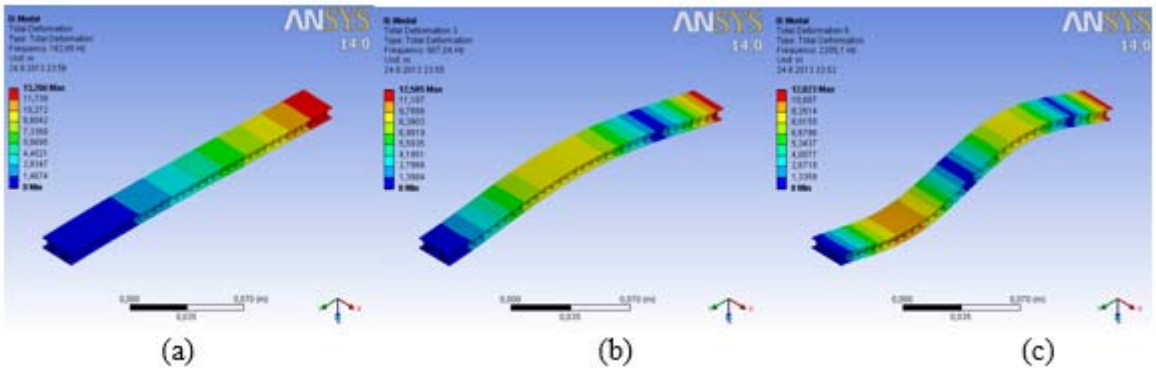
Mühendislik sistemlerindeki karmaşık problemlerin sıradan yöntemlerle çözümü oldukça zor olduğundan sonlu elemanlar yöntemi yaygın olarak kullanılmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi, deneysel yöntemlerle çözümü zor olan veya karmaşık şekilli problemlerin kendi içerisinde basit alt birimlere ayrılarak çözülmesinden ibarettir. Bu yöntem ile bir problemi çözerken sınır şartları, kuvvetler, malzeme özellikleri gibi değişkenler rahatlıkla değiştirilebilir. Sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme analizi, harmonik analiz, modal analiz, akustik analiz gibi mühendislik analizleri Rayleigh-Ritz, Potansiyel enerji, Galarkin, Gauss eliminasyon metodu gibi yaklaşımlarla gerçekleştirilmektedir.[13] Biz de nümerik analiz için sonlu elemanlar yöntemiyle çözüm üreten ANSYS paket programını kullandık.

Tablo 5. Numunelerin deneysel olarak tespit edilen sönüm oranları

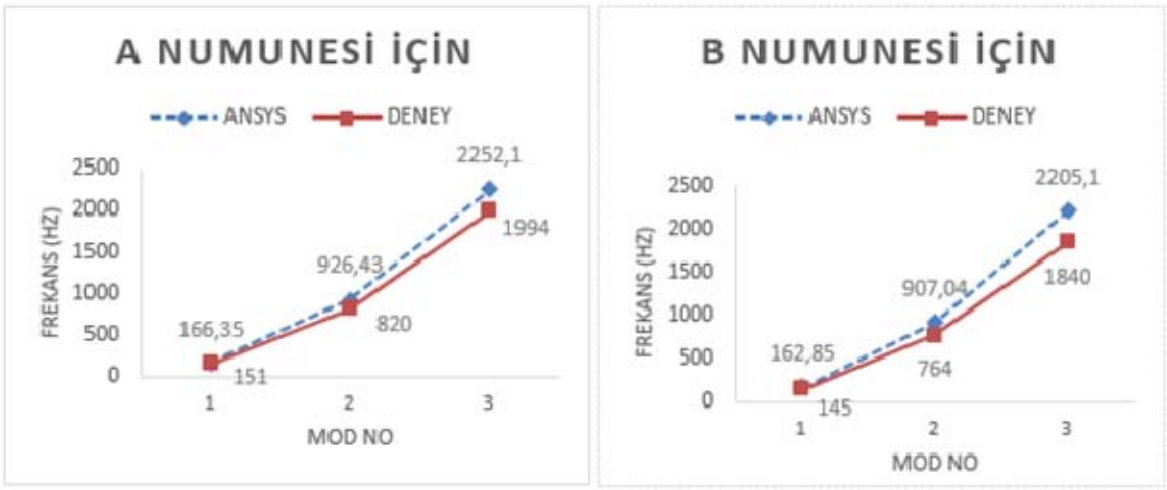
| Çekirdek Kalınlığı(mm) | 0,6 mm alt-üst plaka | | 1,3 mm alt-üst plaka | |
|---|---|---|---|---|
| | Boş Çekirdek | Dolu Çekirdek | Boş Çekirdek | Dolu Çekirdek |
| 6 | 0,362 | 0,424 | 0,331 | 0,413 |
| 10 | 0,436 | 0,592 | 0,412 | 0,588 |
| 15 | 0,531 | 0,695 | 0,512 | 0,683 |

| | | | |
|---|---|---|---|
| **BOŞ VE DOLU**<br><br>BAL PETEĞİ ÇEKİRDEK |  |  | |
| | **6 mm bal peteği çekirdek** | **10 mm bal peteği çekirdek** | **15 mm bal peteği çekirdek** |
| **0,6 mm alt-üst plaka** |  |  |  |
| **1,3 mm alt-üst plaka** |  |  |  |
| **1,6 mm alt-üst plaka** |  |  |  |

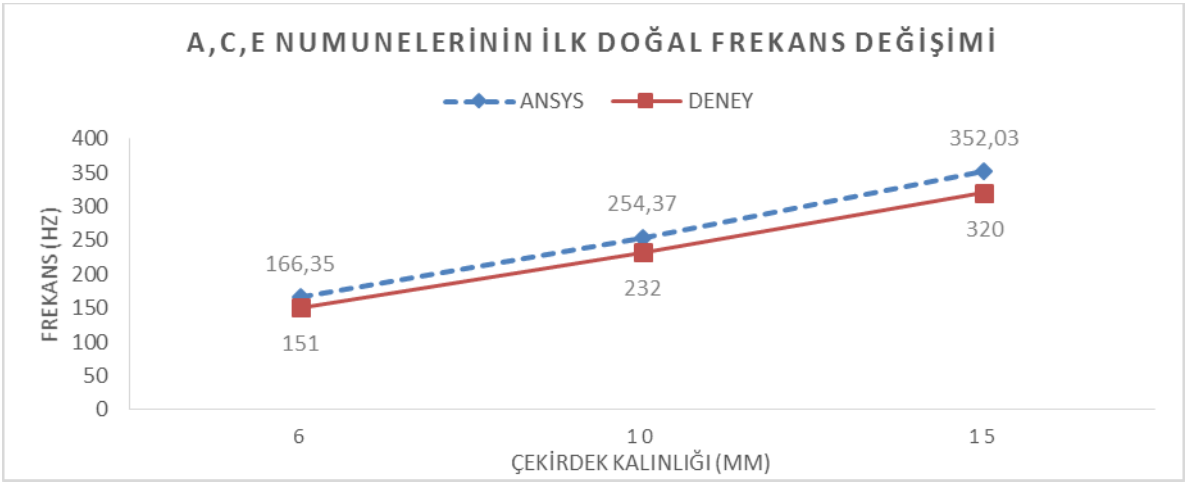
Şekil. 6. ANSYS te modellenen farklı konfigürasyonda numuneler



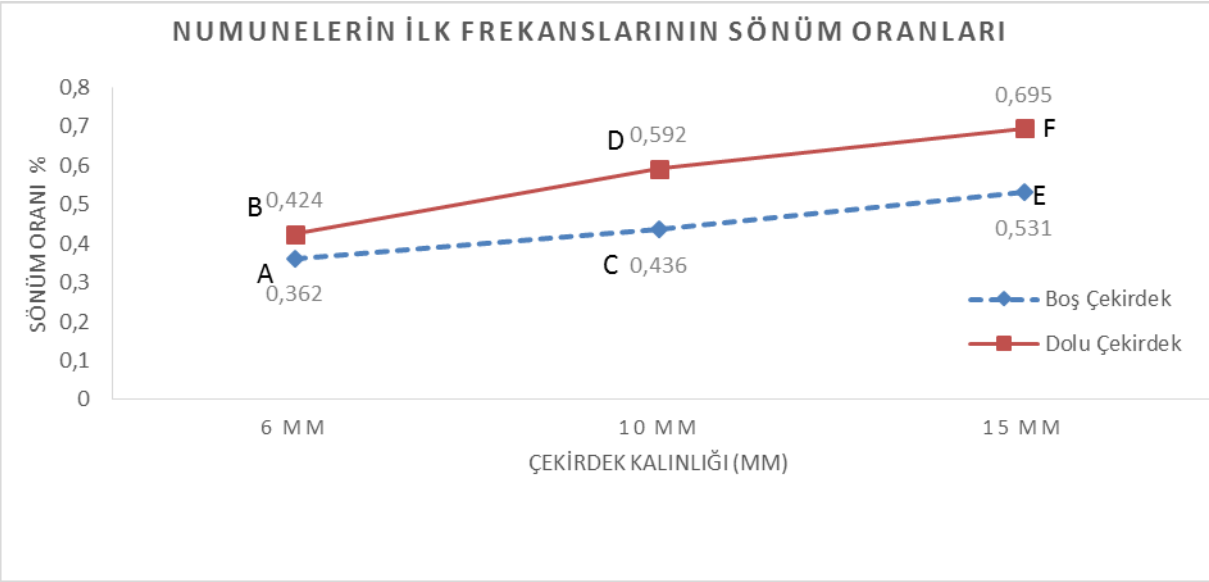

Şekil 7. Deneylerde kullanılan numuneler için mod şekilleri (a) 1. Mod (b) 2. Mod (c) 3. Mod



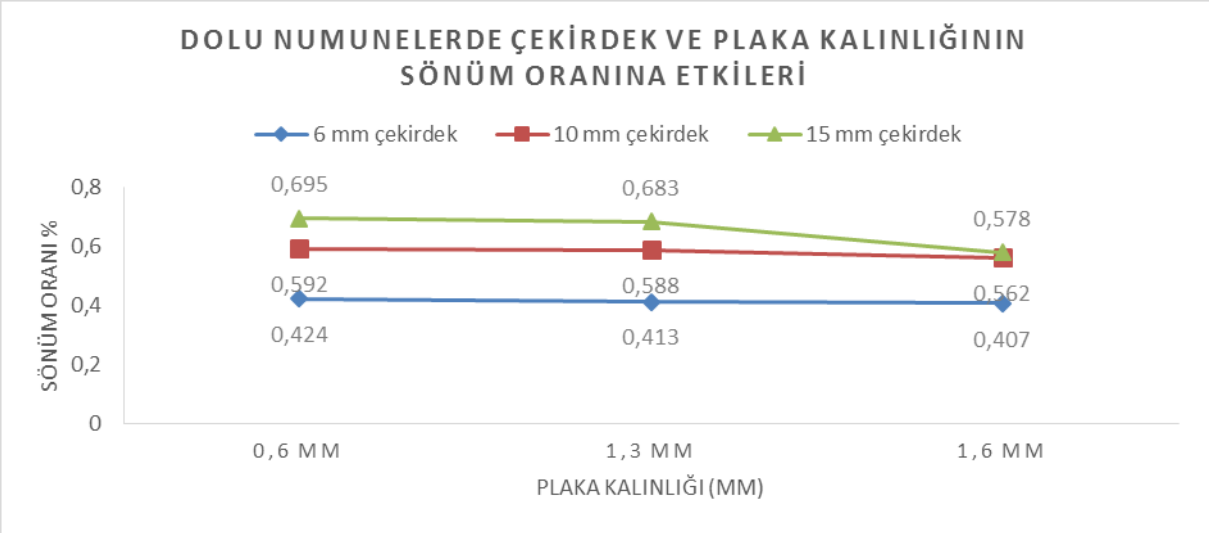

Şekil 8. İçi boş ve içi poliüretan köpük ile dolu numunenin deneysel ve nümerik ilk üç doğal frekans değerleri



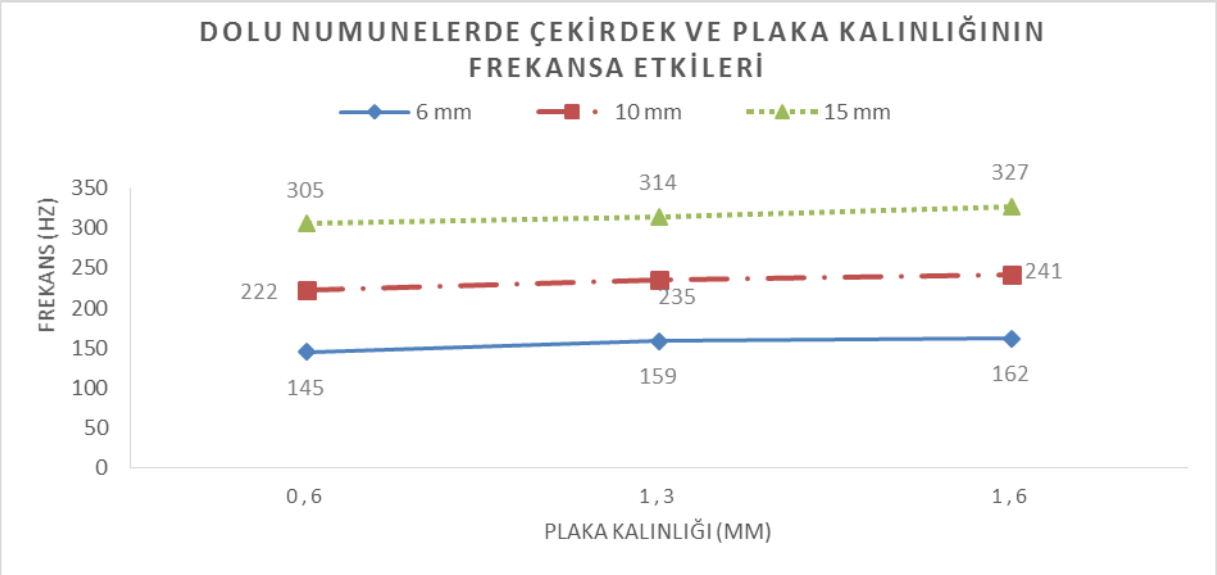

Şekil 9. Farklı çekirdek kalınlıklarında içi boş numunelerin deneysel ve nümerik ilk doğal frekans değerleri




Şekil 10. İçi boş ve poliüretan köpük ile dolu numunelerde çekirdek kalınlığının sönüm oranına etkileri




Şekil 11. Farklı çekirdek kalınlıklarında içi poliüretan köpükle dolu numunelerin deneysel olarak elde edilen ilk doğal frekans değerleri için sönüm oranları




Şekil 12. İçi poliüretan köpük ile dolu numunelerin çekirdek ve plaka kalınlığının frekansa etkileri

## 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada içi poliüretan köpük dolu bal peteği sandviç malzemelerin titreşim analizi yapılmıştır. Çalışmada elde edilen sonuçların, literatürdeki sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Çalışmada farklı parametreler için analizler yapılmıştır. Köpük dolgulu numuneler boş numunelerle karşılaştırıldığında, poliüretan köpükle doldurulan numunelerin doğal frekanslarında azalmaya karşın sönüm oranlarında artış gözlenmiştir. Poliüretanla doldurulmuş numunelerle yapılan çalışmalarda, aynı plaka kalınlığı için çekirdek kalınlığı arttıkça numunelerin sönüm oranlarında ve frekanslarında artma olduğu görülmüştür. Çekirdek kalınlığı sabit tutulup plaka kalınlığının artması durumunda ise sönüm oranlarında düşüş fakat frekans değerlerinde artış olduğu tespit edilmiştir.. ANSYS den elde ettiğimiz nümerik çözümler ile deneysel olarak elde ettiğimiz sonuçlar arasında yaklaşık olarak %10'luk bir hata payı vardır. Bunun sebebi olarak, numuneleri üretilmesinde, peteklerin poliüretan köpükle doldurulması, yapıştırılması ve ölçüm esnasında oluşan hataları gösterebilir. Çalışma ortamları gereği çarpmaya maruz kalabilecek ulaşım araçlarında kullanılan petek yapıların içinin poliüretan köpükle doldurulması, sandviç yapının genelinde ağırlıkça çok az bir artışa sebep olmasına karşın çarpmalardan daha az hasarla kurtulabileceği sonucuna varılmıştır.

## 4.REFERANSLAR

1. Mead D.J., "A comparison of some equations for the flexural vibration of damped sandwich beams", Journal of Sound and Vibration 83 (3) s.363–377,1982
2. Jung W.J., Aref A.J., "A combined honeycomb and solid viscoelastic material for structural damping application", Mechanics and Materials 53 (8) ,s.831–844, 2003
3. Li Z., Crocker M.J., "Effects of thickness and delamination on the damping in honeycomb-foam sandwich beams", Journal of Sound and Vibration s. 294 ,473–485,2006
4. Şakar G., Yaman M., Bolat F.Ç., "Bal peteği sandviç kompozit yapıların dinamik analizi", 2.Ulusal imalat ve analiz kongresi,Balıkesir, 2010
5. Salam M.A., Bondok N.E., "Free vibration characteristics for different configurations of sandwich beams", IJMME-IJENS Vol:10 No:03 PP. s. 41-54,2010
6. Solmaz M.Y., Şanlıtürk İ.H., Özben T., "Petek Yapılı Sandviç Yapılarda Köpük Dolgunun Kritik Burkulma Yüküne Etkisinin Sayısal Olarak Tespiti", 2. Ulusal Tasarım-İmalat-Analiz Kongresi Bildiriler Kitabı, s.523-530, Balıkesir, 2010
7. Zhang, S.H., Chen, H.L., "A study on the damping characteristics of laminated composites with integral viscoelastic layers", Composite Structures, 74, s. 63-69, 2006.
8. Nilsson E, Nilsson A.C., "Prediction and measurement of some dynamic properties of sandwich structures with honeycomb and foam cores", Journal of Sound and Vibration 251 (3) s 409–430, 2002.
9. Aydıncak İ., "İnvestigation of Design and Analyses Principles of Honeycomb Structres"Y.Lisans, Master of Science in Aerospace Engineering Department, ODTÜ,(2007)
10. Wang B.,Yang M, "Damping of honeycomb sandwich beams", Journal of Materials Processing Technology, 105, 67-72, 2000.
11. Rao M.D., "Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes", Journal of Sound and Vibration. 262(3) s.457–474 (2003)
12. Ucun İ, Çolakoğlu M, "Değişik kesitli profil malzemelerdeki doğal titreşim frekanslarının ölçülmesi ve hesaplanması", Teknoloji, Cilt 7, Sayı 3, s. 435-444, 2004.
13. Certificate of conformity, Target Metal Pazarlam Kimyasal ve Plastik Ürünleri Mümessillik Sanayi Tic. A.Ş
14. Gibson L.J., Ashby M.F., Cellular solids, Pergamon Press, Oxford, 1988
15. Widdle Jr.R.D., Bajaj A.K., Davies P., "Measurement of the Poisson's ratio of flexible polyurethane foam and its influence on a uniaxial compression model", International Journal of Engineering Science 46 s.31–499 ,2008

# Building Automation Technology in Electrical Engineering and Mechatronics Department in Debrecen

*Dr. habil. Géza HUSI[1]PhD.* - ***Dr. Csaba SZÁSZ[2], PhD.,***
*1. Head of Department Electrical Engineering and Mechatronics, Faculty of Engineering, University of Debrecen, Hungary;*
*2. Department of Electrical Machines and Drives Faculty of Electrical Engineering, Technical University of Cluj, Romania.*

***Abstract*-- In international references a net zero-energy building (NZEB) is defined as a residential or commercial building with greatly reduced energy needs through efficiency gains such that the balance of energy needs can be supplied with renewable technologies [1]. According to this general term definition, the essence of the concept is that by using low-cost and locally available nonpolluting sources, they generate energy onsite, in a quantity equal or greater than the total amount of energy consumed onsite in the building. By using integrated design and building technologies, designer engineers are able to determine which energy efficiency strategies and what type of renewable onsite generation will contribute to higher energy performance to meet the requirements of the residential or commercial building considered. Therefore, it can be clearly established what kind of design and development strategies must be adopted in order to ensure an adequate energy balance, and as a result, comfortable and healthy home or workplace is possible to be created, with general characteristics that make NZEB buildings desirable and financially rewarding as well.**

**However, it is no doubt among scientist focused on this research area that nowadays the net zero-energy goal becomes more practical and has been emerged among the most important research tasks of the engineering community. Therefore, not only the progress made in the new renewable technologies makes possible a rapid advancement in this scientific area, but it is highly improved by academic research as well. As a result of these efforts, in the last decade a high amount of leading-edge case studies have been published in international journals to demonstrate the progress toward achieving net zero-energy goal in concrete examples [2, 3, 4]. Without entering in detailed theoretical approaches, it is mentioned here that according to reference [1], four commonly used definitions are discussed in the international references: net zero site energy, net zero source energy, net zero energy costs, and net zero energy emissions. This classification is mentioned just to outline that the zero-energy concept allows for a wide range of approaches due to many options for producing and conserving energy combined with the many ways of measuring energy. Additionally a particular difference is made in usage between North America and Europe regarding the ZEB concept and its definition. However, here the commercial and residential buildings that uses nonpolluting sources, they generate energy onsite, embedding complex heating, ventilation and air conditioning systems (HVAC), supervising and event monitoring systems, or other complex automation systems that operates together to achieve the above mentioned NZEB goal, will be referred in a short way as "intelligent buildings". Obviously, the main goal of this paper is not to unfold the theoretical considerations regarding the above referred theoretical concepts, but rather to introduce our design and development strategies regarding the intelligent buildings implementation that are capable to reach as much as possible the mentioned NZEB goal**.

***Index Terms*--Keywords: "energy, energy efficiency, energy in buildings, energy supply, renewable energy sources, sustainable energy management"**

## I. INTRODUCTION

NOWADAYS, there is a growing demand for the application of renewable energy or the optimised use of conventional forms of energy. The main key is building mechatronics which can optimise the current, in-use systems, provides a higher level of security, the supervision and control of the building depending on the demands of the consumers.

In the University of Debrecen, Faculty of Engineering, Electrical Engineering and Mechatronics Department a unique form of education came to existence. Building Mechatronics is educated only there in Hungary. The Department has a Bachelor of Science Program and since 2013 a joint Master of Science Program in Advanced Mechatronics Systems together with the Department of Mechatronics and Robotics, University of Oradea (Romania).

The primary goal of the HURO 0802 Hungary-Romania Cross-Border Co-operation (HURO Intelbuild project) is to implement a Hungarian-Romanian development platform which is built in Debrecen and in Oradea, two laboratories complementing each other to serve the researchers and PhD students and become a knowledge base in both countries. The results of the research project can be multiplied in the building energy domain by not studying the building materials, construction and construction methods, the buildings energy consumption cannot be only examined from the perspective of energy consumption, but with use of mechatronic devices based on artificial intelligence, the power consumption can be regulated and controlled based on effectiveness. With the development of the research platform at both universities in the field of artificial intelligence, building mechatronics new and innovative knowledge will be generated. To carry out the developments, the Energotest Ltd was invited. They constructed two heat pump systems in the Intelligent Building.

## II. LABVIEW SOFTWARE-BASED BUILDING SUPERVISING

In the initiation of the high level and technically sustainable development and infrastructure are keystones of the National Instruments' software and hardware means. Our Department

The Department of Electrical Engineering and Mechatronics together with its partner the University of Oradea, Faculty of Management and Technology, have won 972.730 EUR financial support to launch the Intelligent Building and research laboratory project. The sum available in Debrecen is 448.900 EUR, enabling our Department to renovate the old health centre and launch the new Building Mechatronics Research Centre.

and the Faculty of Engineering is obliged to the technologies of the NI. The Faculty provides LabVIEW tuition each student for at least a semester.

The units driven by renewable energy are controlled by an NI compact controller. We chose the NI sbRio technology which is an FPGA-based technology. There can be built reconfigurable, parallel working real-time embedded controllers.



Fig. 1. NI sbRio 9606 Card

NI sbRio 9606 Card integrated into heat pump system:

- 400 MHz processor, 512 MB non-volatile storage, 256 MB DRAM for deterministic control and analysis
- Reconfigurable Xilinx Spartan-6 LX45 FPGA for custom timing, inline processing, and control
- 96 3.3 V DIO lines
- Integrated 10/100BASE-T Ethernet, RS232 serial, CAN, and USB ports; 9 to 30 VDC supply input
- -40 to 85 °C local ambient operating temperature range

The NI sbRIO-9606 embedded control and acquisition device integrates a real-time processor, a user-reconfigurable FPGA, and I/O on a single printed circuit board (PCB). It features a 400 MHz industrial processor, a Xilinx Spartan-6 LX45 FPGA, and a RIO Mezzanine Card connector, which is a high-speed, high-bandwidth connector providing direct access to the processor and 96 3.3 V digital I/O FPGA lines.

This device features a built-in 10/100 Mbit/s Ethernet port that can be used to conduct programmatic communication over the network and host built-in web (HTTP) and file (FTP) servers. The sbRIO-9606 also features integrated CAN, RS232 serial, and USB ports for controlling peripheral devices.
The professionals of Energotest built a carrier for the ”mother card”:

- 32 digital inputs,
- 16 Push-pull outputs, 16 relay outputs
- 16 PWM ( analogue ) outputs and
- 32 ( 16 differential ) analogue inputs

It is realized on printed circuits. It has also a standby battery. In performance it is similar to the sbRio 964x. The overall amount of the execution: 40 hours + 25 technician hours.

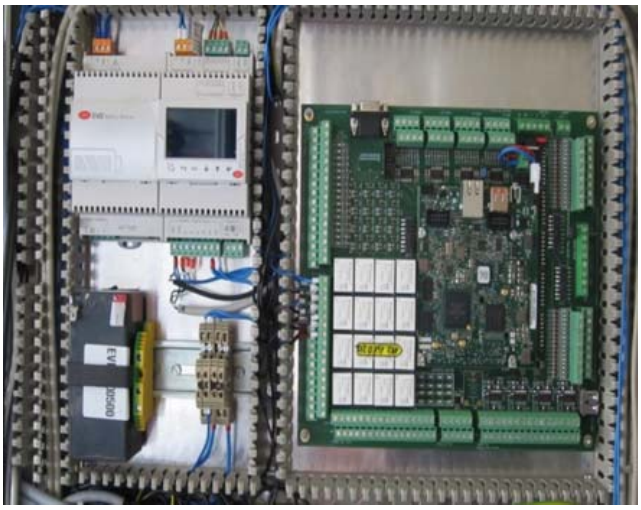


Fig. 2. NI sbRio 9606 Card on the carrier panel

Because of the drastic decrease of the information technology solutions and the increase of individual solutions, the FPGA provides a flexible and reconfigurable system, it can extend the life of electronical devices.

The NI LabVIEW provides the option to create real time simulation systems in parallel processing. With the appropriate extensions, the LabVIEW (short for Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) is a system design platform and development environment for a graphical programming language from National Instruments.

The programming language used in LabVIEW, also referred to as G, is a dataflow programming language. Execution is determined by the structure of a graphical block diagram (the LV-source code) on which the programmer connects different function-nodes by drawing wires. These wires propagate variables and any node can execute as soon as all its input data become available. Since this might be the case for multiple nodes simultaneously, G is inherently capable of parallel execution. Multi-processing and multi-threading hardware is automatically exploited by the built-in scheduler, which multiplexes multiple OS threads over the nodes ready for executions.

The graphical programming user interface and philosophy provides further didactic chances. LabVIEW has plenty of implementations in industry as it can be used to test many important aspects of mechanical signals and systems; stress, strain, heat dissipation, moments and fluid dynamics are just a few examples. Information can be logged and rigorous automated DAQ (Data acquisition) schemes can be implemented entirely from within the LabVIEW environment.

Our department colleagues also develop Object oriented programs (Building-Mechatronic) in LabVIEW environment. The fully modular character of LabVIEW code allows reusing code without modifications: as long as the data types of input and output are consistent, two sub VIs are interchangeable and it can increase the productivity.

Building Mechatronics simulation system has two sbRio FPGA card controllers: Master and Slave. The Master is for

measurement control and makes building engineering simulation. The Slave is responsible for the regulation, the broadband communication and the treatment failure. This way a wide-range Building Mechatronic simulation is created.

The Master sbRio (Test controller) is the communication master. It produces building simulation by sensors, actuators, building engineer modelling and uploads the test exercise to the data base.

The Slave sbRio (DUT: Device Under Test) provides the communication tests, the test of the regulation functions and exercises as well as the test of the maintenance and alarm functions.

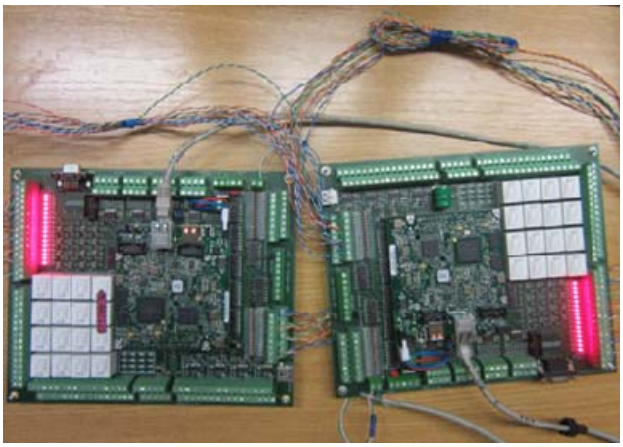


Fig.3. The Master and Slave sbRio cards

The advantages of choosing NI FPGA based technology: sbRio is a real-time, parallel processing embedded device. The LabVIEW software provides the development of the programs on PC with TCP/IP. The Slave sbRio software is embedded into building engineering/ building management system without modification. The LabVIEW software can communicate directly with SQL-compatible data base. In other words it can realise direct data collecting and analysis.

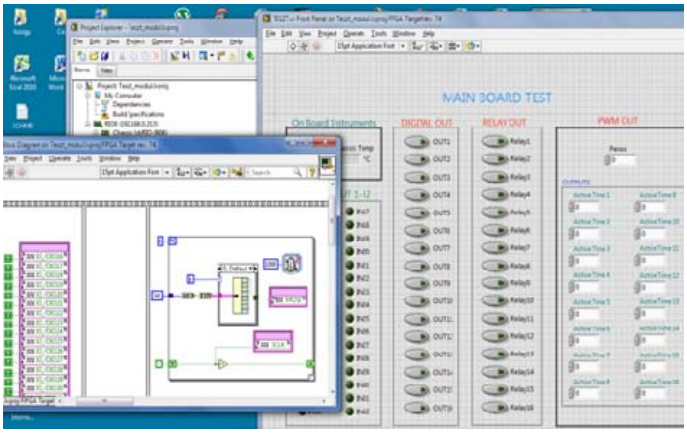



Fig.4. LabVIEW graphical environment

We chose NI LabView and sbRIO because of their reliability and easy-to-fitting-in. Furthermore, the software development is not difficult and the price/performance rate is prominent. Another reason was to find easy devices which have easy software complexity for our students to learn quickly. The Mechatronics Department use the National Instruments devices in various fields in the education: e.g. the ELVIS technology, in the education of digital circuits or the NI DAQ and other measurement, data collection for mechatronic projects.

## III. BUILDING MECHATRONICS SIMULATION SYSTEM

In accordance with the adopted development strategy, the first layer implementation requires the input information regarding the architectural features and specifics of the building considered for experiment. For this reason a LabView software-based supervising and event monitor system has been designed, of which's input information is considered the building's cadastral plan in a .jpeg or .bmp file format. This plan indicates all the building rooms, the sizes of these, annex buildings, existing basements, the number of doors and windows, or other important particularities. The program fixes this file on the design desktop of the LabView toolkit and places it as a background element. At the same time, it is also necessary to indicate the lighting elements placement, the fan coils or other heating elements arrangement in the building. If this information is available, the designer marks all them on the desktop as shown in figure 6. Here an arbitrary chosen building plan is indicated, free downloaded from the www.schwabinvest.hu internet page.

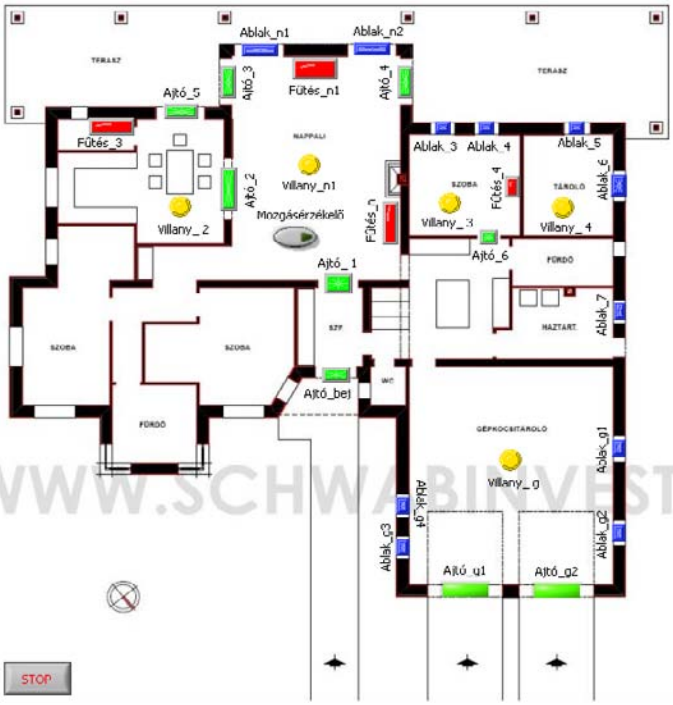



Fig. 5. The arrangement of the LabView graphical elements on the design surface

The graphical elements placed on the desktop surface are arranged after the following rule:

- the doors are marked with green squares;
- the windows are marked with blue squares;

- the lighting elements are yellow circles;
- the motion sensors are marked with gray oval circles;
- the fan coils and heating elements are marked with red squares.

In the considered building are also placed motion detection sensors, therefore if there are no persons in the building (or at nighttime) the entrance door and all the lighting elements switches off. It is self-understanding that the sensors can be programmed for arbitrary timing intervals and the garage doors closes automatically as well. The program supervises all the doors and windows status (open or closed), the lighting system of the building, and the state of the heating elements (turn off/turn on). This monitoring system can be arbitrary linked with the alarm system of the building. In the given example the alarm system operates only if all the windows of the building are closed, otherwise turns off and indicates this state. Of course, according to the customer needs, the building alarm system could be operated after any other programmed logic required.

## IV. CONCLUSION

For the modern and qualified tuition, the effective co-operation of industry and academy is required. There can be special demands of laboratories: industrial technologies and results are needed to be taught and open technologies for researches: scientific works, thesis on the level of MSc and PhD.

The heat pump system installed in the Intelligent Building is controlled by the NI sbRio 9606 card. It is flexibly reconfigurable according to the building services demands. We built up a Master-Slave Simulation System from two FPGA controlled sbRio card which is able to simulate the building, the building services, supervision and communication. One sbRio 9606 is built in the Heat pump system with solar collectors. The tested programs can be transplanted without any change into the heat pump systems' control. The sbRio simulation system is up-to-date and can be used any times. There are some basic building services implemented in the system which proves the reliable working of the Simulation System. The test operations of this graphical oriented program show that it is well feasible for the above mentioned purposes, representing an efficient real-time operating program with user-friendly interface. At the same time it remarks with an immense flexibility, it is easy-to-use, and allows rapid configuration facilities. These abilities recommend to be used as a general framework for a wide range of residential or commercial building applications, without any major changes in its structure or additional reprogramming efforts. By using the given results, the energetics simulation can be realized without operating the building. Based on the simulation system, the regulation system can be regulated, can be made unique.

## V. ACKNOWLEDGEMENT

The work is supported by the TÁMOP-4.2.2.A-11/1/KONV-2012-0041 project. The project is co-financed by the European Union and the European Social Fund.

## VI. REFERENCES

*Books:*

*[1] E. Silberstein, Heat Pumps*

*Technical Reports:*

*[2] The official site of NI sbRio 9606: http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/hu/nid/210003*

*[3] The official site of Electronic Engineering and Mechatronics Department Faculty of Engineering University of Debrecen: http://www.mk.unideb.hu/userdir/vmt2/*

*Papers:*

*[4] Kalmár T; Husi G; Yildirim Ş; Kalmár F; Eski I, „Neural network predictor for thermal comfort conditions, JOURNAL OF COMPUTER SCIENCE AND CONTROL SYSTEMS", ISSN: 1844-6043, 2: 2 pp. 97-102. 2009*

*[5] Kalmár F; Kalmár T; Csáki I; Husi G, "Interrelation between ACH and air temperature distribution in a room", ROOMVENT 2009: Proceedings of the 11th International ROOMVENT Conference. Busan, South-Corean, 2009.05.24-2009.05.29.*

*[6] G. Husi, É. Dudás, N. Tóth: Building Mechatronics as the device of improving energy efficiency in intelligent buildings. Proceedings of CERiS'13 - Workshop on Cognitive and Eto-Robotics in iSpace. Budapest, 2013. július. ISBN 978-963-313-086-5*

*[7] G. Husi, P. T. Szemes, E. Dávid, T. I. Erdei, G. Pető: Reconfigurable Simulation and Research Toolset for Building Mechatronics. Proceedings of CERiS'13 - Workshop on Cognitive and Eto-Robotics in iSpace. Budapest, 2013. július. ISBN 978-963-313-086-5*

*Standards:*

*[8] DIN EN 15232 Energy performance of buildings - Impact of Building Automation, Controls and Building Management*

*[9] Directive 2002/91/EC of the European Parliament and of the Council of 16 December 2002 on the energy performance of buildings*

*[10] 7/2006. TNM, Building Energy Certificate in Hungary*