65392

DÖNER REJENERATİF ISI EŞANJÖRÜNDE DEVİR SAYISINA BAĞLI OLARAK VERİMİN ÖLÇÜLMESİ

ELİF DOĞRUYOL

Ç.Ü.
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ADANA
MAYIS - 1997

Ç.Ü.Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne,

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalı ' nda YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan

Yrd.Doç.Dr.Orhan BÜYÜKALACA

Üye

Prof.Dr.Tuncay YILMAZ

Üye

Prof.Dr.Beşir ŞAHİN

Kod No: 1309

Yukarıdaki imzaların adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

T.C. ÇUKUROVA ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ

Prof.Dr.Ural DİNÇ
Enstitü Müdürü

Bu yüksek lisans tezi, Çukurova Üniversitesi Araştırma Fonu (FBE.95.131 nolu proje) tarafından desteklenmiştir.

SAYFA NO

İÇİNDEKİLER I
ÇİZELGE LİSTESİ III
ŞEKİL LİSTESİ IV
SEMBOLLER
ÖZ
ABSTRACT
1. GİRİŞ 1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR 2
3. ISI EŞANJÖRLERİ 9
3.1. Isı Eşanjörlerinin Sınıflandırılması 9
3.1.1. Transfer Şekline Göre Sınıflandırma 9
3.1.1.1. Akışkanların Doğrudan Doğruya Temas Ettiği Isı Eşanjörleri 9
3.1.1.2. Akışkanların Doğrudan Doğruya Temas Etmediği Isı eşanjörleri 9
3.1.2. Kompaktlığa Göre Sınıflandıra 10
3.1.3. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflandırma 10
3.1.3.1. Borulu Isı Eşanjörleri 10
3.1.3.2. Levhalı (Plakalı) Isı Eşanjöleri 12
3.1.3.3. Kanatlı Yüzeyli Isı Eşanjöleri 13
3.1.3.4. Rejeneratif Isı Eşanjöleri 13
3.1.4. Akışkanların Akış Yönlerine Göre Sınıflandırılması 14
3.1.4.1. Tek Geçişli Isı Eşanjöleri 15
3.1.4.2. Çok Geçişli Isı Eşanjöleri 16
3.1.5. Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma 17
4. DÖNER REJENERATÖRLER 18
4.1. Rejeneratörlerin Matris Yüzey Geometrileri 22
4.2. Döner Rejeneratörlerde Fanların Konumu 23
4.3. Performans ve İşletme 25
4.4. Döner Rejeneratörlerin Avantajları ve Dezavantajları 26
4.5. Döner Rejeneratörlerin Uygulama Alanları 27
5. MATERYAL ve METOD 29
5.1. Deney Düzeneği 29
5.2. Deney Düzeneğinde Yapılan Ölçümler 34
5.3. Deney Parametreleri 37
5.4. Hata Analizi 38
5.5. Döner Rejeneratörde Basınç Kayıpları ve Etkinliğin Hesaplanması 40
5.5.1. Basınç Kayıplarının Hesabı 40
5.5.1.1.Basınç Kayıplarının Deneysel Olarak Hesaplanması 40

5.5.1.2.Basınç Kayıplarının Teorik Olarak Hesaplanması 41
5.5.2. Rejeneratörde Etkinliğin Hesaplanması 45
5.5.2.1. Rejeneratörde Etkinliğin Deneysel Olarak Hesaplanması Hesaplanması 45
5.5.2.2. Rejeneratörde Etkinliğin Teorik Olarak Hesaplanması Hesaplanması 46
6. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA 50
6.1. Deney Sonuçları 50
6.2. Deney Sonuçları ve Tartışılması 70
7. ÖNERİLER 78
ÖZET 79
SUMMARY 81
EK.1 ISIL-ELEMANLARIN VE KIZGIN-TEL ' İN KALİBRASYON EĞRİLERİ 83
EK.2 DENEY PARAMETRELERİ 89
EK.3 TEORİK ETKİNLİK HESABI PASCAL PROGRAMI 101
KAYNAKLAR 108
TEŞEKKÜR 112
ÖZGEÇMİŞ 113

ÇİZELGE LİSTESİ: Sayfa No

5.1. Klape Tam Açık, Devir Sayısı 2 dev/dk iken Ölçüm ve Verim Değerleri 39

ŞEKİL LİSTESİ: Sayfa No

3.1. Borulu ısı eşanjörü 11
3.2. Levhalı ısı eşanjörü 12
3.3. Döner tip rejeneratörler 14
3.4. Tek geçişli eş yönlü akışlı ısı eşanjörleri 15
3.5. Karşıt akışlı ısı eşanjörleri 15
3.6. Çapraz akışlı ısı eşanjörleri 16
3.7. Çokgeçişli ısı eşanjörleri 16
4.1. Döner tip rejeneratörün dış görünüşü 19
4.2. Döner tip rejeneratörün çalışma prensibi 20
4.3. Döner tip rejeneratörün tahrik mekanizması 21
4.4. Rejeneratörlerde kullanılan bazı kanal geometrileri 23
4.5. Fanların konumu 24
4.6. Temizleme bölmü 27
5.1. Deney düzeneği 30
5.2. Rejeneratörün kayış-kasnak sistemi ile tahrik edilmesi 31
5.3. Rejeneratörün zincir-dişli sistemi ile tahrik edilmesi 32
5.4. Hava kanallarının rejeneratöre bağlantısı 33
5.5. Rejeneratör matrisinin görünüşü 34
5.6. Rejeneratör matrisinin kanal geometrisi 34
5.7. Isıl-elemanın sıcaklık ölçüm metodu 36
5.8. Sıcaklık ve hız ortalamalarının hesaplanması 37
5.9. Kanal geometrisi 41
5.10. En büyük çapın tarifi 43
6.1. T_k=60 ^oC, klape tam açık konumdayken basınç düşümünün devir sayısıyla değişimi 52
6.2. T_k=70 ^oC, klape tam açık konumdayken basınç düşümünün devir sayısıyla değişimi 52
6.3. T_k=80 ^oC, klape tam açık konumdayken basınç düşümünün devir sayısıyla değişimi 52
6.4. T_k=60 ^oC, klape yarım açık konumdayken basınç düşümünün devir sayısıyla değişimi 53

6.5. T_k=70 °C, klape yarım açık konumdayken basınç düşümünün devir sayısıyla değişimi 53
6.6. T_k=80 °C, klape yarım açık konumdayken basınç düşümünün devir sayısıyla değişimi 53
6.7. T_k=60 °C, klape tam açık konumda N=2 dev/dk için sıcaklık dağılımı 54
6.8. T_k=60 °C, klape tam açık konumda N=4 dev/dk için sıcaklık dağılımı 55
6.9. T_k=60 °C, klape tam açık konumda N=5 dev/dk için sıcaklık dağılımı 56
6.10. T_k=60 °C, klape tam açık konumda N=7 dev/dk için sıcaklık dağılımı 57
6.11. T_k=60 °C, klape tam açık konumda N=2 dev/dk için hız dağılımı 58
6.12. T_k=60 °C, klape tam açık konumda N=4 dev/dk için hız dağılımı 59
6.13. T_k=60 °C, klape tam açık konumda N=5 dev/dk için hız dağılımı 60
6.14. T_k=60 °C, klape tam açık konumda N=7 dev/dk için hız dağılımı 61
6.15. T_k=60 °C, klape tam açık konumdayken debinin devir sayısıyla değişimi 62
6.16. T_k=70 °C, klape tam açık konumdayken debinin devir sayısıyla değişimi 62
6.17. T_k=80 °C, klape tam açık konumdayken debinin devir sayısıyla değişimi 62
6.18. T_k=60 °C, klape yarım açık konumdayken debinin devir sayısıyla değişimi 63
6.19. T_k=70 °C, klape yarım açık konumdayken debinin devir sayısıyla değişimi 63
6.20. T_k=80 °C, klape yarım açık konumdayken debinin devir sayısıyla değişimi 63
6.21. Klape tam açık konumdayken ısı transferinin devir sayısıyla değişimi 64
6.22. Klape yarım açık konumdayken ısı transferinin devir sayısıyla değişimi 64
6.23. T_k=60 °C, klape tam açık konumdayken deneysel etkinliğin devir sayısıyla değişimi 65
6.24. T_k=70 °C, klape tam açık konumdayken deneysel etkinliğin devir sayısıyla değişimi 65
6.25. T_k=80 °C, klape tam açık konumdayken deneysel etkinliğin devir sayısıyla değişimi 65
6.26. T_k=60 °C, klape yarım açık konumdayken deneysel etkinliğin devir sayısıyla değişimi 66

6.27. T_k=70 °C, klape yarım açık konumdayken deneysel etkinliğin devir sayısıyla değişimi 66
6.28. T_k=80 °C, klape yarım açık konumdayken deneysel etkinliğin devir sayısıyla değişimi 66
6.29. T_k=60 °C için klape konumuna göre deneysel etkinliğin devir sayısıyla değişimi 67
6.30. T_k=70 °C için klape konumuna göre deneysel etkinliğin devir sayısıyla değişimi 67
6.31. T_k=80 °C için klape konumuna göre deneysel etkinliğin devir sayısıyla değişimi 67
6.32. Klape tam açık konumdayken deneysel etkinlik 68
6.33. Klape yarım açık konumdayken deneysel etkinlik 68
6.34. Bütün deney şartlarında deneysel etkinliğin devir sayısıyla değişimi 69
6.35. Kanal kesitleri 71
6.36. T_k=60 °C, klape tam açık konumdayken deneysel ve teorik basınç düşümünün sayısıyla değişimi 73
6.37. T_k=70 °C, klape tam açık konumdayken deneysel ve teorik basınç düşümünün sayısıyla değişimi 73
6.38. T_k=80 °C, klape tam açık konumdayken deneysel ve teorik basınç düşümünün sayısıyla değişimi 73
6.39. T_k=60 °C, klape yarım açık konumdayken deneysel ve teorik basınç düşümünün devir sayısıyla değişimi 74
6.40. T_k=70 °C, klape yarım açık konumdayken deneysel ve teorik basınç düşümünün devir sayısıyla değişimi 74
6.41. T_k=80 °C, klape yarım açık konumdayken deneysel ve teorik basınç düşümünün devir düşümünün devir sayısıyla değişimi 74
6.42. T_k=60 °C, klape tam açık konumdayken etkinliğin devir sayısıyla değişimi 75
6.43. T_k=70 °C, klape tam açık konumdayken etkinliğin devir sayısıyla değişimi 75
6.44. T_k=80 °C, klape tam açık konumdayken etkinliğin devir sayısıyla değişimi 75
6.45. T_k=60 °C, klape yarım açık konumdayken etkinliğin devir sayısıyla değişimi 76
6.46. T_k=70 °C, klape yarım açık konumdayken etkinliğin devir sayısıyla değişimi 76

6.47. T_k=80 °C, klape yarım açık konumdayken etkinliğin devir sayısıyla değişimi 76
6.48. Sayısal etkinliğin devir sayısıyla değişimi 77

SEMBOLLER:

a	: Üçgen taban uzunluğunun yarısı	(m)
A	: Kanal kesit alanı	(m^2)
A_f	: Akışkanın aktığı kesit alanı	(m^2)
A_s	: Katı metal alanı	(m^2)
C	: Akışkanın ısıl kapasitesi	(J/sn^oK)
C_p	: Akışkanın özgül ısısı	(J/kg^oK)
C_{ps}	: Metalin özgül ısısı	(J/kg^oK)
C_r	: Katı malzemenin termal kapasitesi (J/sn^oK)	
C^*	: Isıl kapasite oranı	
C_r^*	: Kapasite oranı	
Ç	: Çevre	(m)
d_e	: Eşdeğer çap	(m)
d_{max}	: Maksimum çap	(m)
d^*	: Boyutsuz çap	
F	: Isı transfer yüzey alanı	(m^2)
g	: Yerçekimi ivmesi	(m/sn^2)
k	: Toplam ısı transfer katsayısı	($W/m^{2o}K$)
K	: Akışın gelişmesinden dolayı basınç kaybı ile ilgili büyüklük	
L	: Rejeneratör kesit uzunluğu	(m)
$\dot{M}$	: Kütlesel debi	(kg/sn)
M_s	: Katı malzemenin kütlesi	(kg)
n	: Katı alanın şeklini belirleyen parametre	
N	: Devir sayısı	(dev/s)
Nu	: Nusselt sayısı	
Nu_∞	: $z^* \to \infty$ için Nusselt sayısı	
N_{TU}	: Transfer birim sayısı	
Pr	: Prandtl sayısı	
Q	: Transfer eilen ısı	(W)

Q_{max}	: Transfer edilebilecek maksimum ısı	(W)
Re	: Reynolds sayısı	
s	: Alüminyum levha kalınlığı	(m)
$T_ç$	: Akışkanın eşanjörden çıkış sıcaklığı	(^oK)
T_g	: Akışkanın eşanjöre giriş sıcaklığı	(^oK)
u	: Akışkanın ortalama hızı	(m/sn)
$\dot{V}_ç$	: Akışkanın eşanjörden çıkış debisi	(m^3/sn)
$\dot{V}_g$	: Akışkanın eşanjöre giriş debisi	(m^3/sn)
x^*	: Boyutsuz kanal uzunluğu	
z^*	: Boyutsuz koordinat	
ζ	: Basınç kayıp katsayısı	
ΔP	: Basınç kaybı	(Pa)
ΔP^*	: Boyutsuz basınç kaybı	
ρ	: Akışkanın yoğunluğu	(kg/m^3)
α	: Isı transfer katsyısı	($W/m^2{}^oK$)
λ	: Levhanın ısı iletim katsayısı	(W/m^oK)
ψ	: Gelişmiş akışta şekil faktörü	
Φ	: Isı transfer faktörü	
ϕ	: Isı transer faktörü	
ν	: Kinematik viskozite	(m^2/sn)
φ_r	: Dönme devri için düzeltme faktörü	
ε	: Döner rejeneratörde etkinlik	
ε_o	: Karşıt-akışlı bir ısı eşanjöründe etkinlik	

ÖZ:

Sanayide etkin olarak bulunan ve rejeneratif tip ısı eşanjörlerinin en önemlilerinden biri olan döner tip ejeneratörler enerji tasarrufu amacıyla kullanılmaktadır. Döner rejeneratörlerin çok çeşitli kullanım alanları bulunmaktadır. Bunlara örnek olarak gaz türbinleri, termik santraller, iklimlendirme sistemleri, konutlar, iş yerleri, okullar, gıda sanayiin ve kurutma sistemleri verilebilir. Bu çalışmada döner rejeneratörlerin çalışma şekli, ve konstrüksionu ile ilgili bilgiler ele alındıktan sonra imal edilen bir rejeneratör üzerinde deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneylerde devir sayısının etkinlik üzerine etkisi araştırılmıştır. Deneylerden elde edilen etkinlik değerleri bazı teorik ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

ABSTRACT:

Rotary type heat exchangers which are extensively used in industry are one of the most important types of regenerative heat exchangers used for purposes of energy saving. There is a wide application field of rotary regenerators. Gas turbines, thermal power stations, air-conditioning systems, residences, work places, food industry and drying systems are given as example . In this study, after general information about working principles and constructions of rotary regenerators reported, experimentals were carried out on an labarotary - maderegenerator. In the experiments influence of rotation speed on efficiency was investigated. Values of efficiency obtained from experiments were compared with some theoritical and numerical results.

1. GİRİŞ:

Günümüzde, enerji her uygulamada dikkatle kullanılması gereken değerli ve pahalı bir kullanım aracıdır. Ülkelerin gelişmesi ve büyümeleri sonucu, enerji tüketiminde bir artış görülmektedir. Gerek kişisel olarak gerekse işletmeler olarak, enerjinin tasarruflu kullanımı enerji giderlerini azaltmaktadır. Endüstriyel uygulamalarda aynı işi daha az enerji ile gerçekleştirmek, rekabet ortamında kuruluşların ana amaçlarındandır.

Sınırlı enerji kaynaklarının verimli kullanımını teşvik eden en çekici yöntemlerden biri, atık ısı geri kazanım sistemleridir. Bu sistemlerde amaç, bir enerji harcayarak belirli bir sıcaklık ve nem seviyesine getirilen ve sonra dışarı atılmak zorunda kalınan havanın ısıl enerjisinin, mümkün olduğunca yüksek bir kısmını mahale alınan temiz havaya aktarabilmektir. Kazanlarda ve fırınlarda yanma için gerekli olan hava, baca gazları yardımıyla ön ısıtmaya tabi tutulabilirse; yanma ile ortaya çıkan ısı enerjisinin bir kısmı sistemden atılmayacağı için, yakıttan tasarruf sağlanır.

Atık ısı geri kazanımı sağlayacak olan sistemlerde ısı eşanjörü tasarımı çok önemlidir. Isı eşanjörleri değişik uygulamalara yönelik tasarlandıklarından, uygulama yerine göre performans kriterlerinde pek çok farklılıklar görülür. Isı eşanjörü tasarımına etkiyen performans kriterleri arasında; minimum ilk yatırım masrafı, minimum işletme masrafı, minimum hacim veya maksimum ısı geçiş yüzey alanı gibi kriterler sayılabilir.

Enerji geri kazanımı için günümüzde rejeneratif tip ısı eşanjörleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Rejeneratif tip ısı eşanjörlerinin birisi döner tip olanlarıdır. Döner rejeneratörlerin çok çeşitli kullanım alanları bulunmaktadır. Bu kullanım alanlarına örnek olarak; gaz türbinleri, konutlar, iş yerleri, okullar, gıda sanayii, ve kurutma sistemleri verilebilir.

Bu çalışmada, döner rejeneratif tip eşanjörlerde, dönme hızının verime etkisi araştırılmıştır. Bu amaçla, daha önce başka bir çalışma kapsamında imal edilmiş olan bir döner rejeneratif ısı eşanjöründe bazı değişiklikler yapılarak, deneylerde kullanılmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR:

KAYS ve arkadaşları (1964), C_r/C_{min} oranının döner bir rejeneratörün etkinliğine etkisi için aşağıdaki ampirik bağıntıyı vermişlerdir :

$$\varepsilon = \varepsilon_r \{1-1/[9(C_r/C_{min})^{1.93}]\}$$

Bu eşitlikte ε_r, karşıt akışlı reküperatörün etkinliğini C_r/C_{min}, ise matris malzemesi ile düşük ısı kapasiteli akışkanın debi oranını göstermektedir.

LONDON (1964), eksenel ısı iletiminin, rejeneratör etkinliğine etkisini araştırmış ve akışkan kapasite oranlarının birbirine eşit olması halinde aşağıdaki gibi bir düzeltme faktörü önermiştir:

$$\Delta\varepsilon / \varepsilon = kA_{cr} / LC_{min}$$

Burada $\Delta\varepsilon$ etkinliğin azalmasını, k matris malzemesinin ısıl iletkenliğini , A_{cr} boyuna ısı iletimi için duvar kesit alanını, L ise eksenel yöndeki rejeneratör boyunu göstermektedir.

WILLMOTT (1969), sabit matrisli rejeneratörlerin analizi için bir yöntem önermiştir. Bu araştırmacı, Hausen tarafından verilen boyutsuz parametreleri ve denklemleri kullanmıştır.

WILLMOTT ve HINCHCLIFFE (1976), rejeneratör içindeki gazların etkinliğe etkisini sonlu farklar metoduyla hesaplamışlardır.

WILLMOTT (1980), karşıt-akışlı rejeneratörü "Refined Closed" metodlarını kullanarak incelemiştir. Araştımacı çözümlerini değişik metodlar ve Hausen (1929,1976), Iliffe (1927), ve Willmott ' un (1969) sonuçları ile kıyaslamıştır. Sonuçlar arasında iyi bir uyuşma olduğu görülmüştür.

BANKS (1982), rejeneratörde akışkan kayıplarının performansa olan etkisini incelemiştir. Bu etki, bir rejeneratörün tüm çalışma şartlarına uygulanabilen bir tasarım tablosunda gösterilmiştir. Bu tablo, kayıp etkisini içeren ve ihmal eden durumlarda rejeneratör etkinliğini hesaplamak için Maclaine-Cross tarafından geliştirilen bilgisayar programları kullanılarak elde edilmiştir.

Lİ (1983), bir döner rejeneratörde akışkan ve metal için sıcaklık dağılımlarının elde edilmesinde sonlu farklar metodunu kullanmıştır. Hesaplarda akış yönünde duvarda ısı iletiminin etkisi dikkate alınmıştır. Bu metodun, hesaplama zamanını kısaltığı ve ayrıca herhangi bir akış türü için akışkan ve metal sıcaklık dağılımlarının hesaplanmasında uygulanabilirliği gösterilmiştir. Li, çözümün genel olup herhangi bir rejeneratör tipine uygulanabileceğini belirtmiştir.

BACLİC (1985), karşıt-akışlı rejeneratör probleminin çözümü için Galerkin Metodunu kullanmıştır. Baclic, rejeneratör etkinliği için ekspilisit analitik formülünü derleyerek nümerik sonuçlarla aralarında nasıl bir uyum olduğunu araştırmıştır. Literatürlerde belirtilen değişik nümerik metodlarla bu çalışma arasında mükemmel bir uyum bulunmuştur.

ROMIE (1987a), simetrik rejeneratörlerde akışkan termal kapasitesinin performansa olan etkisini incelemiştir. Problemi tanımlayan eşitlikler Laplace dönüşüm metodu kullanılarak bulunmuştur.

ROMIE (1987b), çapraz-akışlı ısı değiştiricileri, rejeneratörler ve ilgili ekipmanların analizinde kullanılan Anzelius-Schuman fonksiyonlarını ve bunların özelliklerini özetlemiş ve nümerik çözümleri elde etmiştir.

HILL ve WILLMOTT (1987), rejeneratörün ısıl davranışını belirleyen kısmi türevli denklemlerin çözümünü araştırmışlardır. Bu araştırma yönteminin doğruluğunun ve sayısal kararlılığının belirlenmesinde trapez kuralı kullanılmıştır. Araştırmacılar, rejeneratör davranışını belirleyen kısmi türevli denklemlerin çözümünde bazı basitleştirme ve varsayımlar kabul etmişlerdir.

ATTHEY (1988), bir rejeneratif ısı değiştiricisinin termal analizini yapmıştır. Burada Hausen (1942) tarafından yapımış olan reküperatörün analizinden elde edilen sonuçlardan yaralanmıştır.

SKIEPKO (1988), döner ısı değiştiricilerinde enerji taşınımı için iki model olduğunu belirtmiştir. Bu modeller, matriste ısı iletiminin ihmal edilmesi ve edilmemesidir. Her iki modelde, enerjinin korunumu eşitlikleri analitik metodlar kullanılarak çözümlenmiştir. Gazların, matrisin ve matris boyunca oluşan ısı iletiminin bu çözümleri nasıl etkilediği araştırılmıştır. Bu çalışmanın sonucunda, matriste ısı iletimi etkisinin, matriste gaz sıcaklığının etkisinden daha büyük olduğu bulunmuştur.

ROMIE (1988), karşıt-akışlı döner rejeneratörlerin geçici rejimini incelemiştir. Genel çözümler kullanılan bir metodla elde edilmiştir. Kullanılan metod iyi sonuçlar alındığını göstermiştir ve analitik çözüm ile de uyum içindedir.

SAHOO ve SARANGI (1988), rejeneratörlerin performansında, çalışma akışkanındaki yoğuşabilen kirliliklerin etkisini araştırmıştır. Birçok rejeneratör uygulamalarında, çalışma akışkanı, basınçtan dolayı süblimleşme eğrisi boyunca yoğuşma/buharlaşmaya uğrayan küçük bir yoğuşabilir kirlilik içermektedir. Araştırmacılar böyle bir sistem için diferansiyel eşitlikleri boyutsuz parametrelerle formüle etmişlerdir. Bu eşitliklerin nümerik çözümünde çalışma akışkanı nitrojen, kirli akışkan olarak karbondioksit kullanılmıştır. Sonuçlar, Bahnke ve Howard ' ın (1964) hesaplamalarıyla kıyaslanmış ve büyük bir uyum olduğu görülmüştür.

ROMIE ve BACLIC (1988), çapraz akışlı rejeneratörlerin periyodik işlem analizlerinde Anzelius ve Schuman fonksiyonlarını kullanarak rejeneratör etkinliğini hesaplamışlardır.

SKIEPKO (1989), analitik metodlar kullanarak bir döner ısı değiştiricisinde enerjini taşınımı ile ilgili eşitlikleri matriste ısı iletiminin dahil edilmesi ve edilmemesi durumları için çözmüştür. Bu çözümlerde, gaz ve matris sıcaklıklarının parametre değerlerine etkileri irdelenmiştir.

HILL ve WILLMOTT (1989), Razelos 'un (1979) metodundan geliştirdikleri bir metodu termal rejeneratörlerin performansını hesaplamak için kullanmışlardır. Bu araştırmacılar yüksek bir hesaplama hızı elde etmişlerdir.

SCARICABAROZZI (1989), rejeneratif ısı eşanjörlerinin matematiksel modelinin basit çözümlerini tersinirlik şartlarını göz önünde bulundurarak yapmıştır. Bu esastan yola çıkılarak bir metod geliştirmiştir. Çözümler genelleştirmiş hatalar minimuma indirilmiştir. Bulunan çözüm orta bir doğruluğa sahiptir. Fakat bu doğruluk, farklı çalışma şartlarında bozulmamaktadır.

ROMIE (1990), döner rejeneratör gaz çıkışı sıcaklığının, akışkan hızlarındaki kademe değişimlere karşı davaranışını araştırmıştır. İlgili denklemler lineer ve homojendir. Rejeneratörün analizinde, bazı varsayımlarla yapılmıştır.

WORSØE-SCHIMIDT (1991), döner ısı rejeneratörlerinde kirli havanın temiz havaya karışmasını önlemek için bir araştırma yapmıştır. Bu araştırmacı, giren taze havanın küçük bir bölümünü matrisin temizlenmesinde kullanmıştır. Bu araştırma temizlemenin rejeneratörün ısıl etkinliğinde bir kayba yol açtığını göstermiştir.

ROMIE (1991), rejeneratörlerde enine ve boyuna ısı iletimini bazı idealleştirmeler yaparak incelemiştir. Bu idealleştirmelerle karşıt akışlı rejeneratörün termal etkinliği ε , dört parametreyle aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$\varepsilon = \varepsilon\,(NTU, C^*, Crr^*, (hA)^*)$$

Burada NTU transfer ünitelerinin sayısını, C^* ısıl kapasite oranını, $C_{rr}{}^*$ kapasite oarnını, $(hA)^*$ ise iletkenliği göstermektedir.Romie ayrıca 1990 yılında karşıt-akışlı rejeneratörün termal etkinliği ε ' u etkileyen bu dört parametreyi tablolaştırmıştır.

ROMIE (1992), paralel-akışlı rejeneratörde matris ve akışkan sıcaklıkları ve termal etkinlikleri için çözümler vermiştir. Çözümler eşit akışkan kapasite oranları $(wc)_a=(wc)_b=wc$ ve eşit iletkenlik $(hA)_a=(hA)_b=hA$ için sınırlandırılmıştır. Romie, ısı

transferi için akışkanların genelde farklı olan giriş sıcaklıkları ve akış periyodlarıyla çözümün farklılaşacağını belirtilmiştir.

SHEN ve WOREK (1992), matris cidardaki ısı iletiminin, rejeneratif ısı eşanjörlerinin performansına etkisini incelemişlerdir. Bunun için, metalik malzemenin ısıl iletkenliğinin sonsuz , iletimin de gaz akışına paralel ve dik yönde olduğu varsayımları yapılmıştır. Shen ve Worek iki model kullanmışlardır. Birinci modelde, akışkan içindeki ısı iletiminin ihmal edildiği ve ısı depolama yüzeylerinin ısıl iletkenliğinin akışa dik yönde sonsuz olduğu varsayılmış, ikinci modelde ise yine akışkan içindeki ısı iletimi ihmal edilmiş fakat ısı depolama yüzeylerinin ısıl iletkenliğinin akışa dik yönde sonlu olduğu kabul edilmiştir.

SHEN ve WOREK (1993), akışkan akışına hem dik hem de paralel yönde matristeki ısı iletiminin rejeneratör etkinliğine etkisini gösterebilmek için eşitlikler geliştirmişlerdir. Rejeneratör matrisinde iletimin iki boyutlu olduğu kabul edilerek karşıt-akışlı rejeneratör etkinliği için bağıntılar elde edilmiştir. Geliştirilen eşitliklerde, akışkan akışına paralel (Bi_x) ve akışkan akışına dik (Bi_y) Biot sayıları, ısıl kapasite oranı (C^*), kapasite oranı (Cr^*) ve transfer ünitelerinin sayısı (NTU_0), rejeneratör performansını karakterize etmek için kullanılmıştır. Shen ve Worek geliştirdikleri eşitliklerle daha önce elde edilmiş olan nümerik sonuçlar karşılaştırılmış ve ikisi arasında mükemmel bir uyum bulmuşlardır.

WILLMOTT ve KNIGHT (1993), rejeneratör simülasyonlarında düzeltilmiş kollokasyon metodlarını kullanmışlardır. Nusselt integral eşitliklerinin seri çözümleri ile, bir termal rejeneratörün sıcaklık periyodları, güvenilir ve doğru kollokasyon şemaları halinde verilmiştir. Bu çalışmada uzun rejeneratör problemlerinde neden kollokasyon ve Galerkin seriye açma metodlarının güvenilir, kuadratik metodlarının güvenilir olmadığı açıklanmıştır.

YILMAZ ve CİHAN(1993), döner tip rejeneratörlerin tasarımı için genel bir yöntem vermişlerdir.

WILLMOTT ve MAQUIRE (1994), termal rejeneratör modellemesinde Galerkin metodalarını kullanmışlardır. Legendre integral eşitliklerinin çözümünün yapılabilmesi için Galerkin serilere açma metodlarında güvenilirliği ve basitliği arttıracak önemli bir gelişme sağlanmıştır.

SKIEPKO ve SHAH (1994), karşıt-akışlı döner rejeneratörler için etkinliği, duvar boyunca ısı iletiminin, boyutsuz termal ısı taşınım oranı (As^*) ' a eşit olmadığı durumlar için incelemişlerdir. Daha önce aynı konu üzerinde fakat $(hA)^*=(As^*)$ durumu için çalışmalar yapılmıştır. 1960 ' larda sonuçlar nümerik olarak ve 1980 ' lerde sonuçlar analitik çözümden elde edilmişlerdir. Skiepko ve Shah As^* ve $(hA)^*$ ' daki önemli değişimlerin, parametrelerin pratik aralıklarında rejeneratör etkinliğini %1 ' den daha az etkilediğini ve $(hA)^* \neq As^*$ durumundaki eşitsizliğin etkisinin tasarım için önemli olmadığını göstermişlerdir.

VAROL (1991), döner rejeneratif tip ısı değiştiriclerinin klima tesislerinde kullanılmasıyla ne kadarlık bir enerjinin geri kazanılacağını araştırmıştır. Rejeneratör matrisi ile birlikte dönen bir gözlemci için gerekli kısmi türevli denklemler elde edilmiştir. Kısmi türevli denklemler, rejeneratör matris malzemesi içindeki eksenel ısı iletimi ihmal edilerek türetilmiştir. Bu denklemleri çözmek için sonlu farklar yöntemi uygulanmış ve bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Hesaplama sonuçlarından bir döner rejeneratörün performans eğrileri elde edilmiştir. Akışkanların kapasite debileri oranı C^*, matrisin boyutsuz kapasite debisi Cr^*, düzeltilmiş transfer birimleri sayısı Ntu_o ve akışkanların ısı taşınım oranı $(hA)^*$ gibi boyutsuz parametrelerin rejeneratör performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar örnek bir klima tesisine uygulanmış ve tesisde döner rejeneratör kullanılmasıyla gerçekleştirecek enerji tasarrufu incelenmiştir.

CANDAR (1995), döner rejeneratif bir ısı eşanjörünün boyutlandırılmasını yaparak imalatını gerçekleştirmiştir. İmalatı gerçekleştirilen döner rejeneratör üzerinde bazı deneyler yapılarak farklı akışkan hızları için rejeneratör etkinliği incelenmiştir. Deney sonuçları teorik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda teorik ve deneysel sonuçların birbirlerine oldukça yakın olduğu bulunmuştur.

KÜÇÜK (1996) ve DOBA (1996), reküperatif tip ısı eşanjörünün imalatını gerçekleştirmişlerdir. Reküperatör için bir düzenek imal edilip reküperatör verimi deneysel olarak tesbit edilmiştir. Küçük, reküperatör verimini daha önce Candar (1995) tarfindan incelenmiş olan döner rejeneratör verimi ile karşılaştırmıştır. Doba ise termodinamiğin II. kanununa dayanarak sistemin optimizasyonunu incelemiştir.

ÜNAL (1996), döner rejeneratörlerin etkinliğini nümerik olarak hesaplamıştır. Önce termodinamiğin I. kanunu dikkate alınarak döner rejeneratörlerdeki sıcaklık dağılımını veren diferansiyel denklemler çıkarılmıştır. Diferansiyel denklemlerin çözümünde sonlu farklar yöntemi kullanılmıştır. Elde edilen sıcaklık dağılımlarından rejeneratör etkinliği hesaplanıp, hesaplar literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Basitleştirilmiş rejeneratör diferansiyel denklemlerinin, bu çalışmada kullanılan çözüm yöntemiyle çözülmesi sonucunda elde edilen değerlerle, analitik olarak çözülmesi sonucunda elde edilen değerlerin birbirine çok yakın olduğu gösterilmiştir. Daha sonra rejeneratör etkinliğinin çeşitli boyutsuz parametrelerle değişimi incelenmiş ve bunların rejeneratör etkinliğini ne şekilde etkilediği belirlenmiştir.

YILMAZ, BÜYÜKALACA ve CANDAR (1996), her türlü matris geometrisinde döner tip ısı eşanjörlerinin boyutlandırmasını mümkün kılan bir hesaplamam yöntemi geliştirmişlerdir.

Yukarıda verilen son 4 çalışma Ç.Ü.Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde yapılmıştır. Bu çalışmada ise bunlara ek olarak döner rejeneratörün değişik devir sayılarında veriminin nasıl değiştiği araştırılmıştır. Bunun için daha önce Candar (1995) tarafından imal edilmiş bir sistem üzerinde gerekli değişiklikler yapıldıktan sonra deneyler yapılmıştır. Bu yapılan değişiklikler bölüm 5.4 ' te, deney sonuçları bölüm 6.1 ' de ve sonuçların tartışılması bölüm 6.2 ' de verilmiştir.

Takip eden bölümde, ısı eşanjörleri ve döner rejeneratörler hakkında detaylı bilgiler verilmiştir.

3. ISI EŞANJÖRLERİ:

Farklı sıcaklıklara sahip iki akışkan arasında iç enerji transferini sağlayan cihaza ısı eşanjörü (ısı değiştiricisi) denir. Isı eşanjörleri, özellikle ısıtma ve soğutma tesisleri, termik santraller, kağıt, gıda ve otomotiv endüstrisi, rafineri tesisleri, ve kimya tesislerinde kullanılırlar.

3.1. Isı Eşanjörlerinin Sınıflandırılması:

Isı eşanjörleri, ısı transferinin şekline, kompaktlığa, konstrüksiyona, akışkanların giriş - çıkış biçimine, akışkan sayısına göre çeşitli şekilde sınıflandırılabilirler (Yılmaz,1993).

3.1.1. Transfer Şekline Göre Sınıflandırma:

Transfer şekline gore ısı eşanjörleri akışkanların arasında doğrudan doğruya temasın olması ve olmaması halinde olmak üzere iki gruba ayrılabilmektedirler.

3.1.1.1. Akışkanların Doğrudan Doğruya Temas Ettiği Isı Eşanjörleri:

Sıcak ve soğuk akışkanların birbirine karıştığı tip ısı eşanjörleridir. Örnek olarak soğutma kuleleri verilebilir.

3.1.1.2. Akışkanların Doğrudan Doğruya Birbirine Temas Etmediği Isı Eşanjörleri:

Bu tiplerde, iki akışkan arasında bir duvar bulunur. Dolayısıyla akışkanların birbirleriyle karışmaları da tamamen önlenmiş olur. Burada ısı önce sıcak akışkandan iki akışkanı ayıran bir yüzeye veya bir kütleye geçer. Bu yüzeyden ve kütleden de soğuk akışkana iletilir. Bu tip ısı eşanjörleri, doğrudan ısı transfer olan ve ısının depolandığı ısı eşanjörleri olmak üzere iki gruba ayrılırlar.

Doğrudan ısı transferi olan ısı eşanjörlerinde farklı sıcaklıklardaki iki akışkan ince bir boru veya levha yüzeyi ile biribrlerinden ayrılırlar ve ısı eşanjörü içerisinde

karışmadan hareket ederler. Bunlarda hareketli bir eleman yoktur. Bu tiplere aynı zamanda reküperatif ısı eşanjörleri de denmektedir.

Isının depolandığı ısı eşanjörlerinde ise önce sıcak akışkan belirli bir zaman bir yüzey üzerinden geçirilerek, bu yüzey ısıtılır. Daha sonra ısınan bu yüzeyden soğuk akışkan geçirilerek soğuk akışkanın ısınması sağlanır. Bunlara da rejeneratif tip ısı eşanjörleri denmektedir. Bu tip ısı eşanjörleri bölüm 3.1.3.4. ' te ayrıntılı olarak ele alınmıştır.

3.1.2. Kompaktlığa Göre Sınıflandırma:

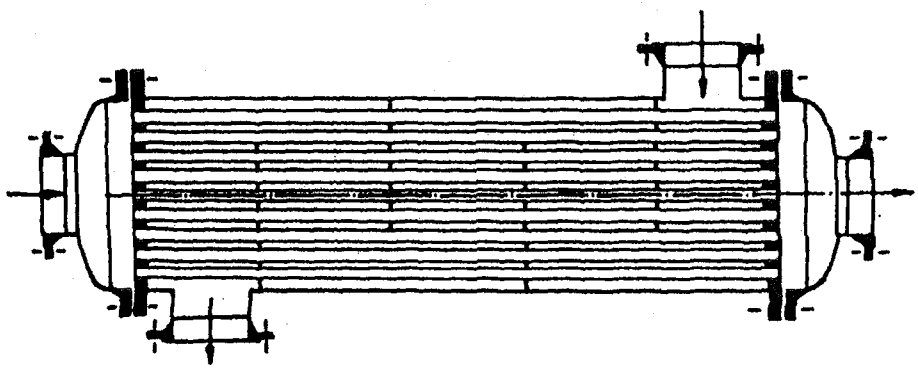
Kompaktlığa göre ısı eşanjörleri kompakt (güçlü) ve normal (küçük) ısı eşanjörleri olarak isimlendirilirler. F ısı transfer eden yüzey alanı, V eşanjör hacmi olmak üzere a = F/V oranı özgül yüzey alanıdır. a, 700 m^2/m^3 ' ten büyük olduğunda eşanjör kompakt ısı eşanjörü olarak adlandırılmaktadır. Aynı zamanda bir eşanjörde hidrolik çap 5 mm ' den küçük ise bu eşanjör kompakt olarak nitelendirilebilir. Özellikle kanatçıklı boru veya levhalı ısı eşanjörlerinde büyük yüzey alanlar elde etmek mümkündür. Kompakt eşanjörlere bir pencere klimasının evaparatörü veya kondanseri ile otomobil radyatörü örnek olarak verilebilir.

3.1.3. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflandırma:

Isı eşanjörleri çeşitli konstrüktif prensiplerle imal edilirler. Bunlar borulu ısı eşanjörleri, levhalı ısı eşanjörleri, kanatlı yüzeyli ısı eşanjörleri, ve rejeneratif ısı eşanjörleridir.

3.1.3.1 Borulu Isı Eşanjörleri:

Borulu ısı eşanjörlerinde, genellikle daire olmak üzere, eliptik ve dikdörtgen kesitli borular kullanılmaktadır. Boru çapı ve uzunluğunun istenilen ölçülerde alınabilmesinden dolayı projelendirilmesi kolaydır. Konstrüksiyonu basit, yüksek basınçta kullanılması mümkündür.



Şekil 3.1. Borulu ısı eşanjörü

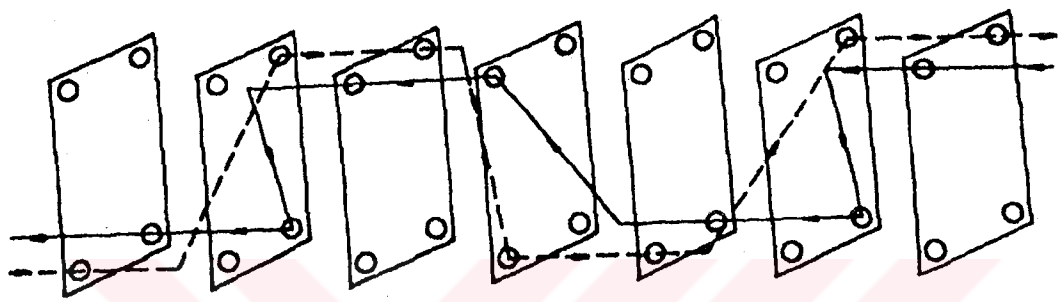
Borulu ısı eşanjörlerinden en basit olanı çift borulu ısı eşanjörleridir. Aynı eksenli iki borudan yapılır. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğeri ise iki boru arasındaki boşluktan akar. İyi bir ısı transferi için akışkanlar genelde birbirlerine zıt yönde akarlar. Boruların içinde ısı transferini arttırmak için ya boyları uzatılıp böylelikle boru sayısı azaltılır veya eşanjör çok geçişli olarak imal edilir.

Bir başka borulu ısı eşanjörü ise spiral borulu ısı eşanjörüdür. Bunlar bir veya daha fazla borudan yapılmış spiral ile, bu spiral dışındaki bir depodan meydana gelir. Bu spiral bir havuz veya depoya daldırılmıştır. Bu ısı eşanjöründe ısıl genleşmelerden doğan gerilme problemleri yoktur.

Gövde-borulu ısı eşanjörleri ise bir diğer borulu ısı eşanjörü tipidir. Bunlar ise, silindirik bir gövde ve bunun içindeki birbirine paralel borulardan meydana gelirler. Akışkanın biri boru içinden, diğeri ise gövde içinden akar. Bu ısı eşanjörlerinin ana elemanları; borular (veya boru demeti), gövde, boruların tespit edildiği ön ve arka aynalar ile gövde içindeki akışı yönlendiren şaşırtma levhalarıdır. Bu tipler en çok petrol rafinerilerinde, termik santrallerde, kimya endüstrisinde uygulama alanı bulur. Şaşırtma elemanları, gövde içindeki akışkan hareketini yönlendirmek, akışı türbülanslı yapıp ölü bölgeleri azaltmak ve boruları desteklemek amacıyla kullanılırlar.

3.1.3.2. Levhalı (Plakalı) Isı Eşanjörleri:

Genellikle ince levhalardan yapılan bu tipler, borulu ısı eşanjörlerine göre daha düşük basınç ve sıcaklıklarda kullanılırlar. Levhalar arasında kanallar meydana gelmekte ve sırasıyla bu kanalların birinin içinden sıcak, yanındakinden de soğuk akışkan geçmektedir.



Şekil 3.2. Levhalı ısı eşanjörü

Bu tiplerden biri olan contalı levhalı ısı eşanjörü, ince levhalardan bir paket yapılarak elde edilir. Sızdırmayı önlemek için metal levhalar arasında contalar vardır. Akışkanlar levhalar arasındaki boşluklardan akar. Isı transferi bütün levha yüzeyince olur (Genceli,1988).

Spiral levhalı ısı eşanjörleri ise, iki ince madeni levhanın spiral şeklinde sarılması ile elde edilir. Düzgün bir boşluk sağlayabilmek için iki levha arasına sapmalar konabilir. Levhaların iki tarafı contalı bir kapak ile kapatılır. Akışkanlar birbirine paralel veya ters akacak şekilde düzenlenebilir. Temizlenmesi kolay olduğu için tortu yapabilecek akışkanlar için kullanmak uygundur. Isı geçişini iyileştirmek için gerektiğinde levhalar üzerine oyuklar yapılabilir.

Levhalı ısı eşanjörlerinin bir diğer çeşidi olan lamelli ısı eşanjörleri; gövde içinde yassılaştırılmış boru demetinin yerleştirilmesi ile elde edilir. Bu borulara lamel adı verilir ve genellikle nokta veya elektrikli dikiş kaynağı ile birbirlerine tutturulurlar. Kağıt, besin ve kimya endüstrisinde kullanılırlar. Gövde içinde şaşırtma levhaları yoktur. Hidrolik çap küçük olduğundan ısı taşınım katsayısı yüksektir.

3.1.3.3. Kanatlı Yüzeyli Isı Eşanjörleri:

Isı eşanjörünün asıl ısıtma yüzeylerine kanatlar ilave edilerek yüzey arttırılması ile, ısı eşanjörü kompaktlığı ve ısıl etkinliği arttırılabilir. Prensip olarak ilave yüzeyler ısı taşınım katsayısı küçük olan akışkan tarafına konur.

Kanatlı yüzeyli ısı eşanjörlerinden olan levhalı kanatlı ısı eşanjörlerinde, kanatlar paralel levhalar halindeki yüzeyler arasına mekanik olarak preslenip, lehimlenerek veya kaynak edilerek tutturulur. İki tarafında da gaz akışkan bulunan ısı eşanjörü yüzeylerinin iki tarafına da kanat konulur. Kanatların bazan akışkanları karıştırma görevi de vardır.

Borulu kanatlı ısı eşanjörleri tiplerinde ise, genellikle bir tarafında gaz diğer tarafında sıvı bulunur. Sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısı, gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısına göre daha yüksektir. Sadece gaz tarafına kanat konulur. Sıvı tarafına kanat gerekmez. Genellikle sıvı tarafındaki basınç, gaz tarafındaki basınçtan daha yüksektir. Mukavemet bakımından yüksek basınca uygun geometri silinidir olduğundan, yüksek basınçlı akışkan boru içinden geçirilir.

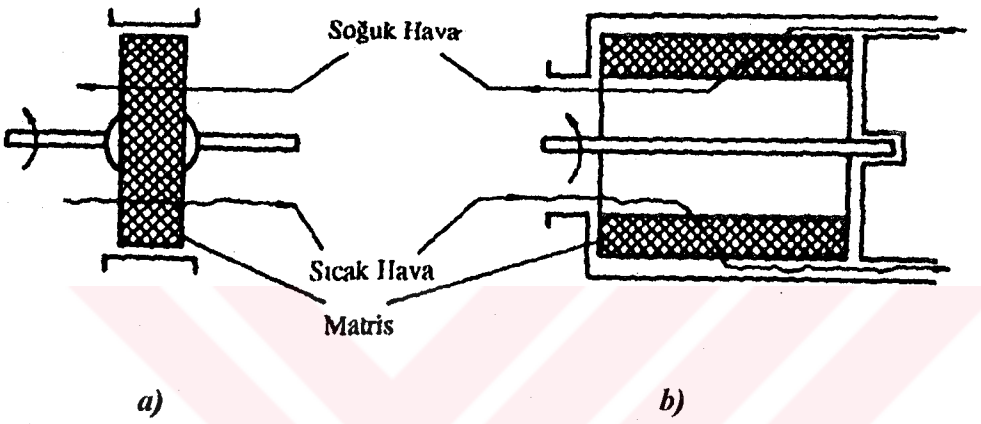
3.1.3.4. Rejeneratif Isı Eşanjörleri:

Bu tip eşanjörlerde ısı depolanarak transfer edilir. Isı, rejeneratör içinde matris adı verilen gözenekli elemanlarda depolanır ve transfer edilir. Bunlarda, sıcak ve soğuk akışkanlar aynı kanatlardan ardışık olarak geçirilir. Sıcak akışkan bir kanaldan geçerken, ısı enerjisi, sıcak akışkandan kanal duvarlarına (matrise) transfer edilir ve enerji matriste depolanır. Daha sonra soğuk akışkan aynı kanaldan akmaya başladığında, matriste depolanan enerji soğuk akışkana transfer edilir. Bu ısı değişimi periyodik olarak devam eder. Bu depolamalı tip ısı eşanjörüne rejeneratif ısı eşanjörü veya kısaca "rejeneratör" denir (Kays ve London, 1964).

Rejeneratörler, konstrüksiyonlarına göre döner ve sabit-matrisli rejeneratörler olmak üzere iki gruba ayrılırlar. Döner rejeneratörler de disk ve tambur tipi olarak sınıflandırılabilirler. "Toplam periyod" bir dönemin tamamlandığı süredir. Bir rejeneratif ısı eşanjörünün matrisi, genellikle petek şeklindeki kanallardan oluşmaktadır. Belli bir dönme periyodunda, her matris kanalından önce sıcak akışkan ve daha sonra soğuk akışkan geçer. Rejeneratörün dönmesi devam ettikçe ve sıcak akışkan matristen aktıkça, akışkanın iç enerjisinin bir kısmı matrise geçer ve orada depolanır. Daha sonra dönmeden

dolayı aynı matris bu defa soğuk akışkanın akışına maruz kalır ve matriste depolanan enerji soğuk akışkana aktarılır. Bu değişim periyodik olarak tekrarlanır.

Disk tipi bir döner rejeneratörde, matris bir disk şeklindedir. Sıcak ve soğuk akışkanlar eksenel olarak Şekil 3.3.a ' daki gibi akarlar. Oysa tambur tipi bir döner rejeneratörde matris, tambur şeklindedir ve akışkan yönü radyaldır(Şekil 3.3.b).



Şekil 3.3. Döner Tip Rejeneratörler

Sabit matrisli bir rejeneratörde matris dönmez, bunun yerine sıcak ve soğuk akışkanlar ardışık olarak matris kanallarından geçerler.

"Sıcak periyod", sıcak akışkanın rejeneratörde harcadığı süredir. Bu periyodun sonunda bir değişim meydana gelerek, sıcak akışkan akışı kapanır ve soğuk akışkan aynı kanallardan akmaya başlar. Soğuk akışkanın akma süresine de "soğuk periyod" denir. Soğuk periyod esnasında, matris tarafından depolanan ısı enerjisi, soğuk akışkana transfer edilir. İşlem devam ettikçe sıcak ve soğuk periyodlar ardışık olarak tekrarlanır. Döner rejeneratörler hakkında daha detaylı bilgi 4. Bölümde verilecektir.

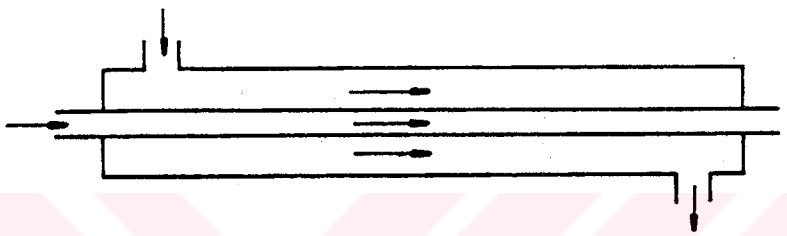
3.1.4. Akışkanların Akış Yönlerine Göre Sınıflandırılması:

Akışkanların akış yönlerine göre ısı eşanjörleri tek geçişli ve çok geçişli olmak üzere iki ana gruba ayrılabilirler. Tek ve çok geçişlilik eşanjörün verimli çalışması, mukavemet gibi çeşitli kriterlere göre yapılır (Yılmaz,1993).

3.1.4.1. Tek Geçişli Isı Eşanjörleri:

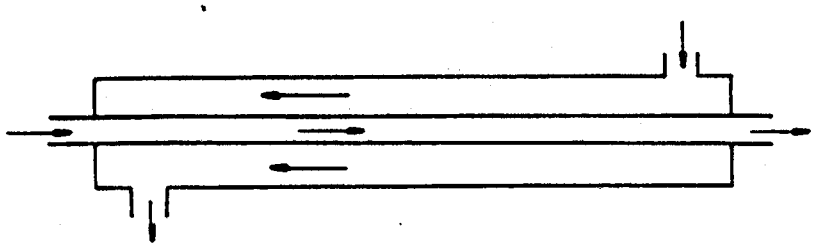
Bir akışkan eğer eşanjörü başından sonuna kadar bir defa katediyorsa buna tek geçiş denir.

Tek geçişli eş yönlü akışlı ısı eşanjörlerinde akışkanlar ısı değiştiricisinin bir ucundan girip aynı doğrultuda akarlar ve ısı eşanjörünün diğer ucundan çıkarlar.



Şekil 3.4. Tek Geçişli Eş Yönlü Akışlı Isı Eşanjörleri

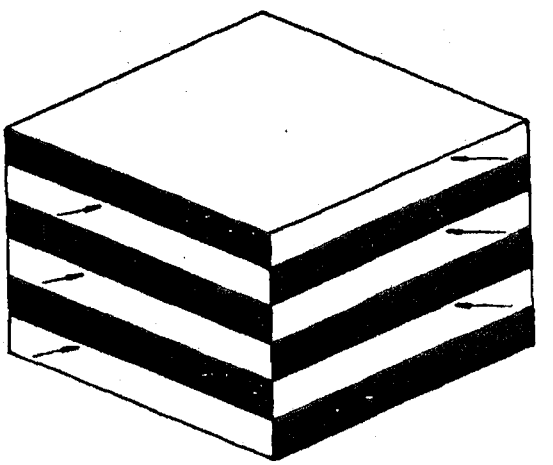
Karşıt akışlı ısı eşanjörlerinde akışkanlar ısı eşanjörü içinde birbirlerine ters yönde akarlar. Bu tip ısı eşanjörlerindeki ortalama logaritmik sıcaklık farkı, diğer bütün akış düzenlemelerinden daha büyüktür.



Şekil 3.5. Karşıt Akışlı Isı Eşanjörleri

Çapraz akışlı ısı eşanjörlerinde akışkanlar ısı eşanjörü içerisinde birbirlerine göre dik olarak akarlar. Akışkanlar ısı eşanjörü içinde kanallar veya borular içinde akıyorsa ve

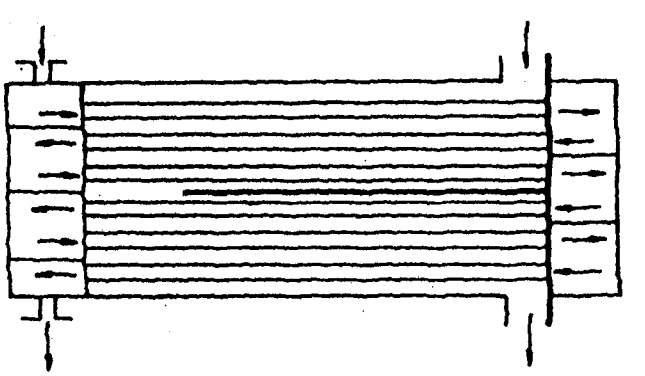
bitişik kanal içindeki akışkan ile karışmıyorsa bu akışkanlar birbirine karışmayan akışkanlardır.



Şekil 3.6. Çapraz Akışlı Isı Eşanjörleri

3.1.4.2. Çok Geçişli Isı Eşanjörleri:

Eş yönlü, karşıt ve çapraz akışları biribirlerini ekleyerek çok geçişli ısı eşanjörleri imal edilir (Şekil 3.7). Bu tür ısı eşanjörlerinin en büyük üstünlüğü ısı eşanjörü etkinliğinin artmasıdır.



Şekil 3.7. Çok Geçişli Isı Eşanjörü

3.1.5. Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma:

Pratikteki bir çok uygulamada, ısı eşanjörlerinde genellikle iki akışkan arasındaki ısı transferi göz önüne alınır. Buna karşılık az da olsa bazı kimyasal işlemlerde, soğutma teknolojisinde, hava ayırma, hidrojenin saflaştırılması ve sıvılaştırılması gibi olaylarda ikiden fazla akışkanlı ısı eşanjörleri ile karşılaşılır.

4.DÖNER REJENERATÖRLER:

Rejeneratif tip ısı eşanjörlerinin en önemlilerinden biri döner tip olanıdır. Döner tip rejeneratörler mucidinin adına izafen LJUNGSTRÖM hava ısıtıcısı olarak da adlandırılır. Kazanlarda çıkan egsoz gazının ısısı kazan yanma havasını ısıtmak için son kırk yıldan beri kullanılmaktadır. Döner tip ısı eşanjörleri çok çeşitli kullanma alanı bulmaktadırlar. Gaz türbinlerinde uzun zamandan beri başarı ile kullanılmaktadırlar.

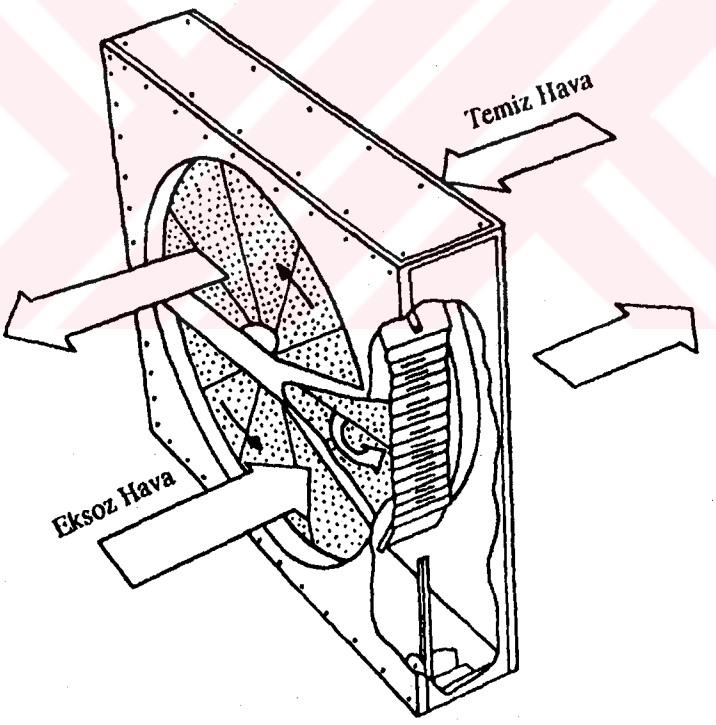
Ayrıca termik santrallerde hava ön ısıtıcısı olarak da döner rejeneratörler kullanılarak enerji tasarruf edilmektedir. Son yıllarda döner tip rejeneratörler iklimlendirme tesislerinde ithal malı olarak kullanılmaya başlanmıştır (Yılmaz ve Cihan,1993).

1973 yılında başlayan petrol krizi sebebiyle bilhassa İskandinavya ülkeleri ile Batı Almanya ' da döner rejeneratörler yeni uygulama alanlarında kullanılmaya başlanmışlardır. 1975'te sadece Avrupa'da 15.000 civarında döner rejeneratörün kullanımda olduğu tahmin edilmektedir.

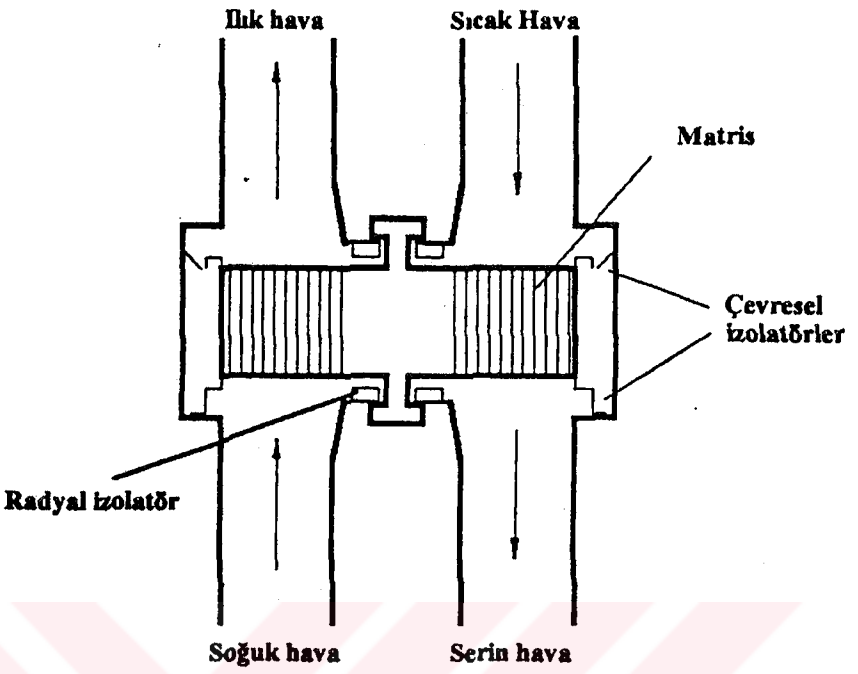
Kompakt ısı transferi cihazı olan döner rejeneratörlerden disk tipi olanları aralarında çok sayıda kanalların bulunduğu oluklu levhalar içeren bir diskten oluşmaktadır. Bu kanalları içeren tüm sistem rejeneratör matrisi diye adlandırılır. Matris bir rotor içerisine paketlenmiştir. Bu gözenekli yapı rejeneratörün ısı transferi yüzeylerini ve akış kanallarını meydana getirir. Kanallar soğuk ve sıcak akışkan birbirine karışmayacak şekilde tasarlanmıştır. Kanallardan biri sıcak akışkanı taşımakta, diğeri ise ısıtılması gereken soğuk akışkanı taşımaktadır. Akışkan akışları ters yönlüdür. Sıcak ve soğuk akışkanlar ısı tekerleği içersinde dönme eksenine paralel olarak akarlar. Isı tekerleğindeki kanalların bir bölümü sıcak akışkana maruz kalırken, diğer kanallardan soğuk akışkan geçer. Matris içerisinde çok sayıdaki paralel kanallardan dolayı sıcak ve soğuk akışkan birbirine karışmaz. Isı tekerleği döndükçe, içerisinden geçen sıcak akışkandan ısı absorbe eder ve bu ısıyı daha soğuk olan akışkana transfer eder. Böylece enerji geri kazanımı sağlanmış olur.

Sıcak hava içindeki ısının bir kısmı kuru havaya, bir kısmı da kuru havanın içindeki su buharına aittir. Bunlardan birincisi duyulur ısı ikincisi de gizli ısıdır. Döner rejeneratörler de, rejeneratör içindeki ısı depolayıcı madde arasından periyodik olarak temiz ve atık hava üflemektedir. Isı depolayıcısı madde içindeki nem de alınıp verilebileceğinden atık ve temiz hava arasında gizli ısı transferi

mümkündür (Yılmaz ve Oğulata,1990). Bu eşanjörler son zamanlardaki bir gelişme olup higroskopik tekerlek olarak adlandırılırlar. Bunlar iki kanal arasındaki nemi de transfer edebilmektedirler. Bu durumda kışın atılan nemli havanın nemi geri kazanılarak mahalde gerekli nemlendirme yükü azaltılmış olacaktır. Yazın ise tam tersi olacak ve alınan havadaki yüksek miktardaki nem atılan havaya geçerek temiz havadan ayrıca alınması gerekli olan gizli ısı yükünü azaltacaktır. Döner rejeneratörler, bir çok diğer ısı geri kazanım sistemlerinde olduğu gibi, sıcak iklimlerde büyük binaların iklimlendirilmesi için kullanılan havanın ön soğutması yapılarak, enerji tasarrufu için yaygın olarak kullanılmaktadır. Döner rejeneratörün dış görünüşü Şekil 4.1'de ve çalışma prensibi ise şematik olarak Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Eksoz gazının temiz havaya karışmaması için rejeneratörlerin bir kısmı Şekil 4.1' de görüldüğü gibi ısı transfer etmez.

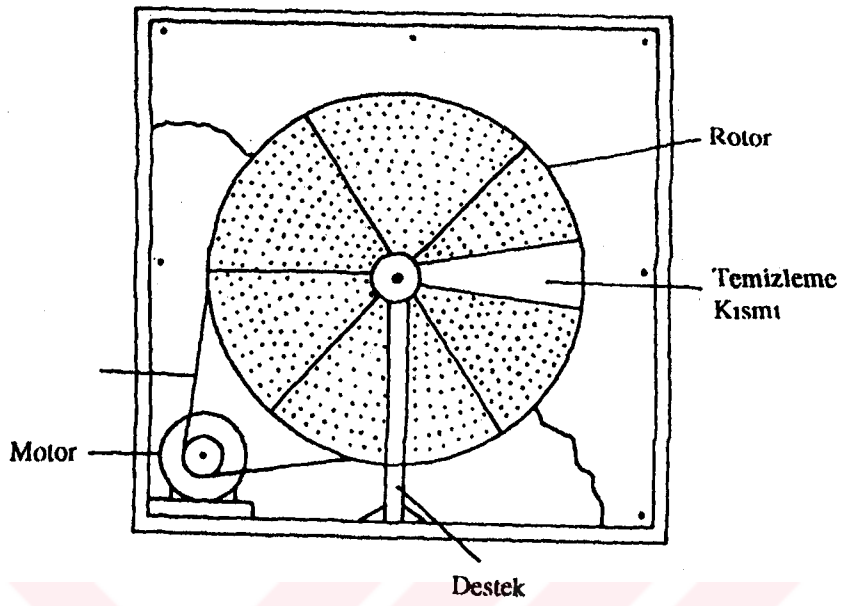


Şekil 4.1 Döner Tip Rejeneratörün Dış Görünüşü



Şekil 4.2. Döner Rejeneratör Çalışma Prensibi

Döner rejeneratörlerinde rotor çapı özellikle 2 metreyi geçtiği zaman rotor tek parça değil de çok parçalı olarak imal edilmektedir. Bu tip eşanjörün tahrik mekanizması Şekil 4.3 ' de gösterilmiştir. Aynı sistemi merkezden tahrik etmek te mümkündür.



Şekil 4.3. Döner Rejeneratörün Tahrik Mekanizması

Döner rejeneratörlerde kasa, yapı ve rotor malzemesi olarak alimünyum ve çelik kullanılır. Değiştirme ortamı (matris) için metal, mineral veya seramik malzeme kullanılır. Matris malzemesi olarak paslanmaz çelik, cam, seramik ve silisyum nitrürler çok yüksek sıcaklık ve korozif atmosferler durumunda kullanılır.

Döner rejeneratörler üç değişik tipte imal edilmektedirler. Örülmüş bir alimünyum veya paslanmaz çelik tel matristen yapılan bir tekerlek en yaygın olan tipidir. Bu matris ucuzdur. Isı transfer etkinliği, hava akışının tekerlekten geçerken büyük bir yüzey alanına maruz kalmasından dolayı yüksektir. Ama bu tiplerin dezavantajları matris boyunca sürtünme kayıplarının oldukça yüksek olması ve diğer tiplere göre daha fazla bir kirlenme eğilimi göstermesidir.

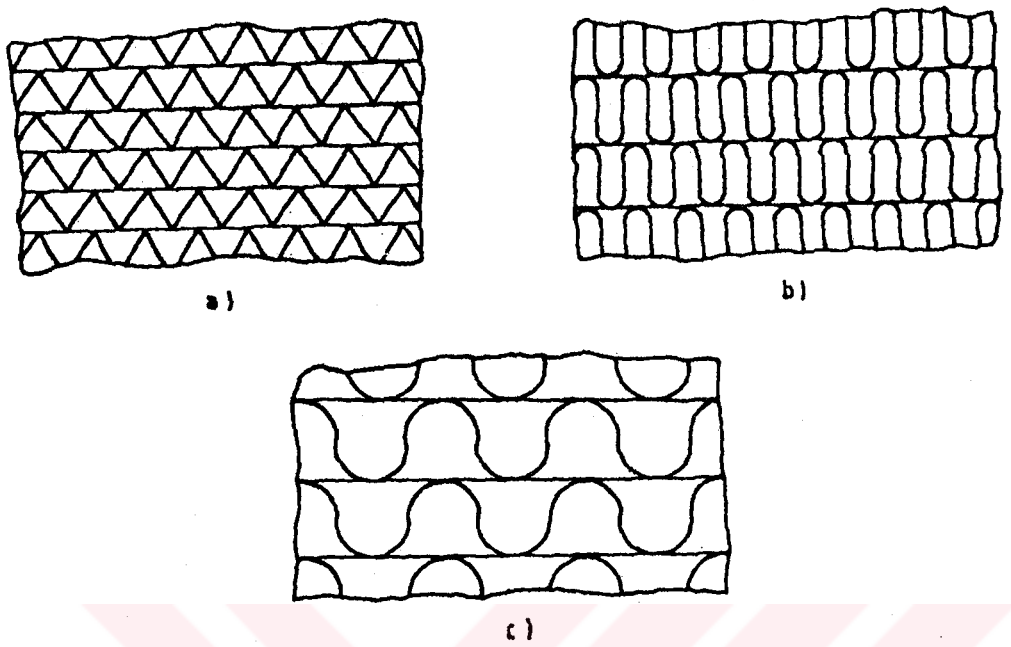
Elek matrisinin kirlenme problemini ve basınç kayıplarını azaltmak için, içerisindeki matrisin oluklu hale getirildiği laminar akış tekerlekleri geliştirilmiştir. Bu tip tekerleklerin temizlenmesi daha kolaydır. Çünkü kirler matrisin yüzeyinde toplanmaktadır. Isıl etkinlik bakımından, oluklu bir metalik matris tekerleğinin performansı elek tipi matris performansına yakındır.

Kullanılan üçüncü tip döner rejeneratörler ise, matris de metalik olmayan higroskopik matrislerdir. Higroskopik tekerlek olarak bilinen bu matris tipi, nemi de transfer edebilir. Özellikle ısıtma ve havalandırma uygulamalarında kullanışlıdır. Yapı olarak, metalik laminar akış tekerleğine benzemektedirler. Higroskopik tekerlek metalik tipten %35 kadar daha pahalıdır. 800 ^{o}C ' nin üzerindeki akışkan sıcaklıklarında matris malzemesi olarak paslanmaz çelik kullanılmalıdır. Daha yüksek sıcaklıklarda da rejenerasyon sistemi gerekmektedir (mesela gaz türbinlerinde ve çelik üretim tesislerinde). Yüksek sıcaklıklı uygulamalarda dolgu malzemesi olarak cam seramikler ve silisyum nitrürler kullanılmaktadır (Reay,1981).

4.1. Rejeneratörlerin Matris Yüzey Geometrileri:

Döner rejeneratörler, kompakt ısı eşanjörleridir. Bu, yüzey alanı yoğunluğu a ' nın 700 m^2/m^3 ' ten büyük olduğu anlamına gelmektedir. Üretim sırasında karşılaşılan zorluklarından dolayı, oluklu metal levhalardan yapılmış matrislerde, yüzey alan yoğunluğu en fazla 5500 m^2/m^3 ' tür, daha büyük olamaz. Yüzey alan yoğunluğunu 7000 m^2/m^3 ' e kadar arttırmak için metal teller matris olarak kullanılabilirler. Ayrıca, cam-seramik malzemelerin kullanılmasıyla, 4000-6500 m^2/m^3 ' lük yüzey alanı yoğunlukları olan laminar bir matris elde edilebilir (Kays ve London, 1964).

Atık ısı geri kazanımı uygulamaları için, sıcak gaz giriş sıcaklıkları genellikle 500 ^{o}C ' den azdır. Bu sıcaklığa kadar karbonlu çelik, matris malzemesi olarak kullanılabilir. Sıcak gazların giriş sıcaklıkları 500 ^{o}C ' den büyükse, matris malzemesi olarak paslanmaz çelik veya seramik kullanılmalıdır. Hidrolik çaplar çok küçük olduğundan, oluklu metal veya seramik levhalardan yapılan matrisler için laminar akış rejimleri elde edilir. Bu matrislerde, oluklu levhalar, halkalar şeklinde rotor kutusuna yerleştirilir. Böylece bitişik levhalar akışkan akışı için küçük kanallar oluştururlar. Bükmeden sonra levhanın şekline bağlı olarak, üçgen, dik dörtgen veya sinüsoidal kanallar oluşur.

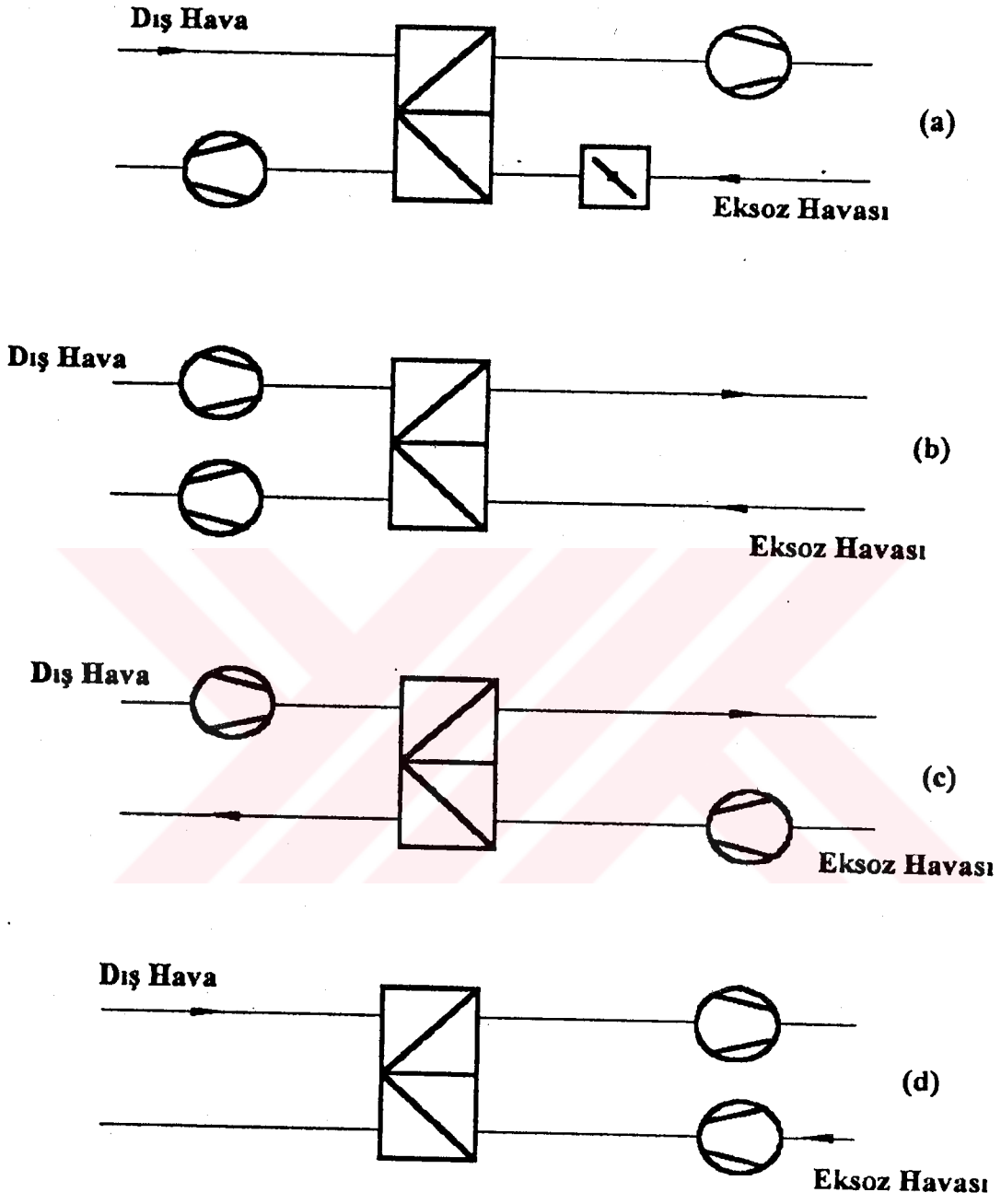


Şekil 4.4. Rejeneratörlerde Kullanılan Bazı Kanal Geometrileri

4.2. Döner Rejeneratörlerde Fanların Konumu:

Farklı tesislerde döner rejeneratörlerin sisteme bağlanma şekillerinde değişiklikler olabilir. Fan konumlarının tesbiti de bir diğer önemli faktördür. Fanların hangi tarafta yer alacağı önemle seçilmelidir. Şekil 4.6 ' da fanlar için dört değişik bağlama şekli verilmiştir. En yaygın olarak kullanılan fan konumu Şekil 4.6.a ' daki gibidir. Temiz ve egsoz havası arasındaki basınç farkı gösterilen klape ile gerektiği zaman ayarlanabilir. Şekil 4.6.b en çok soğu kazanımı sağlanması gereken yerlerde kullanılır. Bu bağlanma durumunda eksoz havasının temiz havaya karışımı da önlenmektedir (Yılmaz ve Cihan,1993).

En az kullanılan durum Şekil 4.6.c ' de verilmiştir. Şekil 4.6.d ise yüksek ısı geri kazanımı istenen yerler için en uygun olanıdır. Böylelikle fanların akışkana verdikleri ısıdan en yüksek şekilde yararlanılır. Ama bu durumda eksoz gazının temiz akışkana karışmasını önlemek zordur.



Şekil 4.5 Fanların Konumu

4.3. Performans ve İşletme:

Döner rejeneratörlerin performans ve işletme karakteristiklerinin belirlenmesi için bazı faktörlerin hesaba katılması gereklidir. Bu faktörler kısaca aşağıda özetlenmiştir (Reay,1981):

1. İşletme Sıcaklığı: Isı tekerleği dolgu malzemesinin cinsi, metalik veya seramik olsun, uygulamada karşılaşabilecek çalışma sıcaklığına bağlıdır.

2. İşletme Basıncı: Genel olarak, döner rejeneratörler, eksoz ve temiz gaz akışlarının yaklaşık olarak eşit basınçlara sahip olduğu yerlerde kullanılır. Eğer basınçlar eşitlenmez ise, matris içindeki örülmüş elekten geçebilen büyük bir kaçak gaz potansiyeli mevcut olacaktır. Gaz akışının eksenel yönde sınırlandığı laminar akış tipi tekerleklerde, üniteye uygun izolasyonlar yapıldığı takdirde basınç kayıpları önemli derecede önlenebilir. Bir akışkandan diğer akışkana gaz kaçağının minimuma indirilmesi için, eksoz gazının temiz gaz akışından çok az basınç farkıyla ve daha düşük bir basınçta çalıştırılması gerekmektedir.

3. Basınç Kaybı: Isı eşanjörü içinden geçerken oluşan basınç kaybı, akışkan hızının ve matris dolgu malzemesi geometrisinin bir fonksiyonudur. İki tip matris seçeneği bazı üreticiler tarafından kullınıma sunulmaktadır. Bu tiplerden biri, büyük yüzey alanı oranından dolayı optimum ısı transferi kabiliyeti için tasarlanmıştır. Ancak bunların matrislerinde, yüzey alanları büyük olduğundan dolayı sürtünme kayıpları oluşabilir. Daha düşük bir basınç kaybına elde edebilmek için daha büyük gözeneklere sahip matrisler üretilmelidir.

4.Gaz Kirlenmesi: Rejeneratörlerde temiz akışkanın kirlenmemesi için bir temizleme bölümü tasarlanmalıdır. Temiz gazın bir kısmı eksoz kanalına bırakılarak temiz gazın kirlenmesini önlemek mümkündür.

Yüksek sıcaklıklı metalik rejeneratölerin bazılarında, temizleme için özel bir fan yerleştirilmektedir. Bunlar, yüksek kapasiteli sistemlerde, 4 kW ' a kadar elektrik enerjisi tüketebilmektedirler.

5. Eşit Olmayan Akışkan Hızları: Isı eşanjörlerinde, akış hızları eşit değilse düzeltme faktörleri uygulanmalıdır. Rejeneratörlerde normal uygulama maksimum akış hızına göre boyutlandırmak ve verim hesabında daha düşük akış hızı baz alınmalıdır.

Eğer temiz gazın akış hızı eksoz gazı hızından fazla ise, döner rejeneratörler eksoz gazı akış hızına göre seçilebilir ve temiz havanın sadece bir kısmının ısıtılmasında kullanılabilir.

6. Kontrol: Yüksek sıcaklıklı seramik tipleri hariç döner rejeneratörlerin çoğu güçleri 0.5 kW ' a yaklaşan elektrik motoruyla tahrik edilmektedir. Optimum ısı transferi için, dönme hızı ortalama 10 - 20 devir / dakika olmalıdır. Bu hız azaldıkça, ısıl etkinlik te düşmektedir. Değişken ısı yükü olan uygulamalarda hız kontrolü kullanılmalıdır. Alternatif olarak, temiz hava akımı damperler veya bypass sistemleri kullanılarak düzenlenebilir. Birçok endüstri uygulamalarında sabit görev gerektiğinde, sabit devirli bir motor tavsiye edilmektedir.

4.4. Döner Rejeneratörlerin Avantajları ve Dezavantajları:

Döner rejeneratif ısı eşanjörlerinin diğer ısı eşanjörlerine göre avantajları şöyledir;

1. Daha kompakt bir ısı transferi yüzeyi mevcuttur.

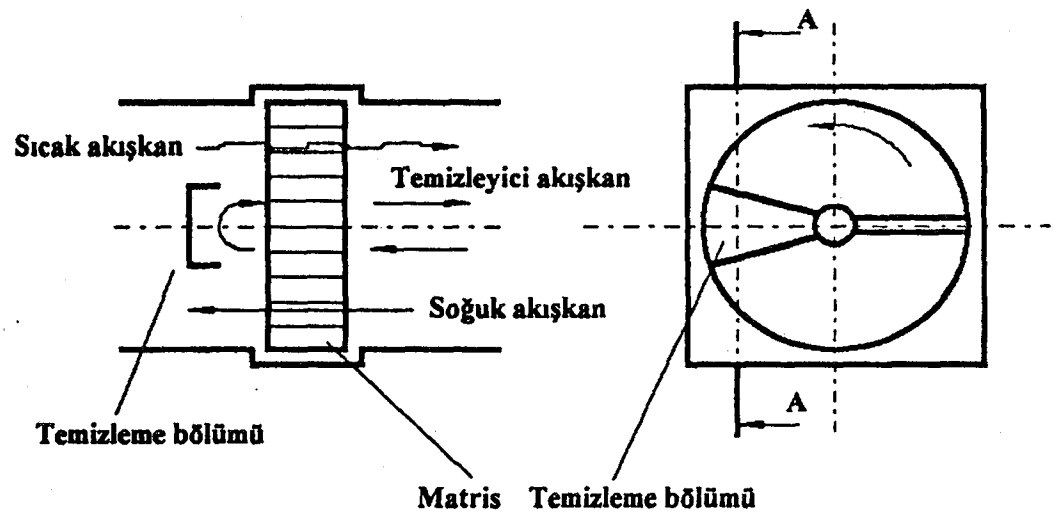
2. Isı eşanjörü, birim ısı transferi alanı için daha ucuzdur.

3. Yüzeyler, periyodik akış değişimlerinden dolayı, kendi kendini temizleme kabiliyetine sahiptir. Reküperatif ısı eşanjörlerinde, akışkanlar aynı kanallarda ve daima aynı yönde akar. Böylece bazı atıklar birikerek ısı transferinin azalmasına ve basınç kaybının artmasına sebep olmaktadır.

4. Isı ile birlikte nemi de geri kazanmaktadırlar. Bu sayede en yüksek yıllık kazanç ve en kısa geri ödeme süresini sağlarlar.

Döner rejeneratörlerin dezavantajları ise şöyledir;

1. Sıcak ve soğuk akışkanlar kaçaklardan dolayı az da olsa birbirleriyle karşılaşabilirler. Eğer herhangi bir temizleme bölümü yoksa, akışkanların az miktarda karışmasını önlemek zordur. Çünkü matrisin dönmesi sırasında, kanallarda sıkışan sıcak akışkan soğuk tarafa taşınabilir. Diğer kanallardaki soğuk akışkan da sıcak tarafa geçebilir. Böyle sızıntılara "taşma sızıntısı" denir. Sızıntılar ısı değiştirici etkinliğini azaltır. Temizleme bölümüyle istenmeyen sızıntıların önüne geçilebilir. Temizleme bölümünde az miktarda temiz hava tekerleğe doğru üflenir ve dışarıya atılır.



Şekil 4.6. Temizleme Bölümü

2. İki akışkan arasındaki basınç farkının fazla olması durumunda (4 bar ' dan fazla) bazı sızdırmazlık problemleriyle karşılaşılır. Kazan ve fırınların hava ön ısıtıcılarında kullanılan rejeneratörler için, kaçak problemi o kadar önemli değildir, çünkü sıcak ve soğuk akışkanlar (yanma havası ve baca gazları) yaklaşık olarak aynı basınçtadırlar.

3. Yüksek kompaktlıktan dolayı, basınç kayıpları daha büyüktür.

4. Tekerleği çeviren motordan ek bir enerji sarfiyatı söz konusudur.

4.5. Döner Rejeneratörlerin Uygulama Alanları

Döner rejenratörler, çok çeşitli kullanım alanı bulmaktadırlar. Gaz türbinlerinde uzun zamandan beri başarı ile kullanılmaktadırlar. Termik santrallerde hava ön ısıtıcısı olarak da döner rejeneratörler kullanılarak enerji tasarruf edilmektedir. Sıcak bölgelerde büyük binaların iklimlendirilmesi için kullanılan havanın ön soğutması yapılarak enerji tasarrufunda kullanılır. Yazları, örneğin, modern otellerde nemli sıcak dış havanın nemini almak için eksoz havasından yararlanılır ve %90 ' lara ulaşan enerji tasarrufu yapılabilir. Yüksek temiz hava ihtiyacı olan hastenelerde de döner rejeneratörler kullanılır.

Döner rejeneratörler ayrıca konutlarda, iş yerlerinde, okullardaki iklimlendirme tesislerinde, gıda sanayiinde ve kurutma tekniğinde kullanılabilmektedir.

Döner rejeneratif tip ısı eşanjörleri ile yüksek etkinlikler elde edilebilir. Kabul edilebilen sınırlar içersinde olan etkinlikler prensip olarak %60 - 80 oranında olmalıdır. Bu orandan daha düşük etkinlikler istendiğinde diğer tip ısı eşanjörleri tercih edilmelidir.

Higroskobik maddeli döner rejenratörler metalik (normal) olanlara göre % 30 - 40 civarında daha fazla ısı transfer edebilmektedirler. Özellikle nemlendirmeli veya soğutmalı iklimlendirme sistemlerinde higroskobik maddeli eşanjörler kullanılması tavsiye edilir (Yılmaz ve Cihan,1993).

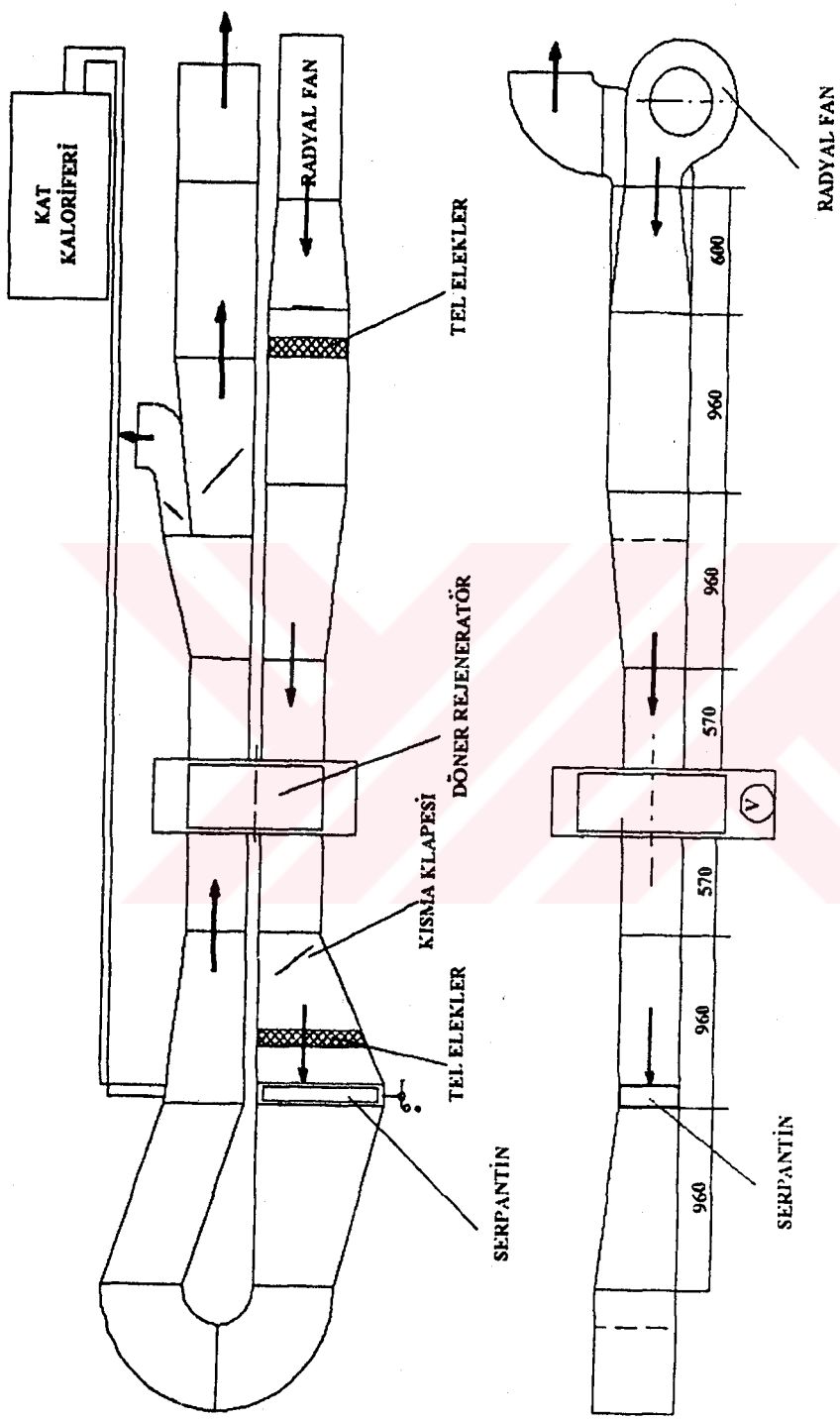
5. MATERYAL ve METOD:

5.1. Deney Düzeneği:

Bu çalışmada deneyler, Candar (1995) tarafından Ç.Ü.Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü laboratuvarlarında imal edilmiş olan rejeneratör ve deney düzeneği üzerinde yapılmıştır.

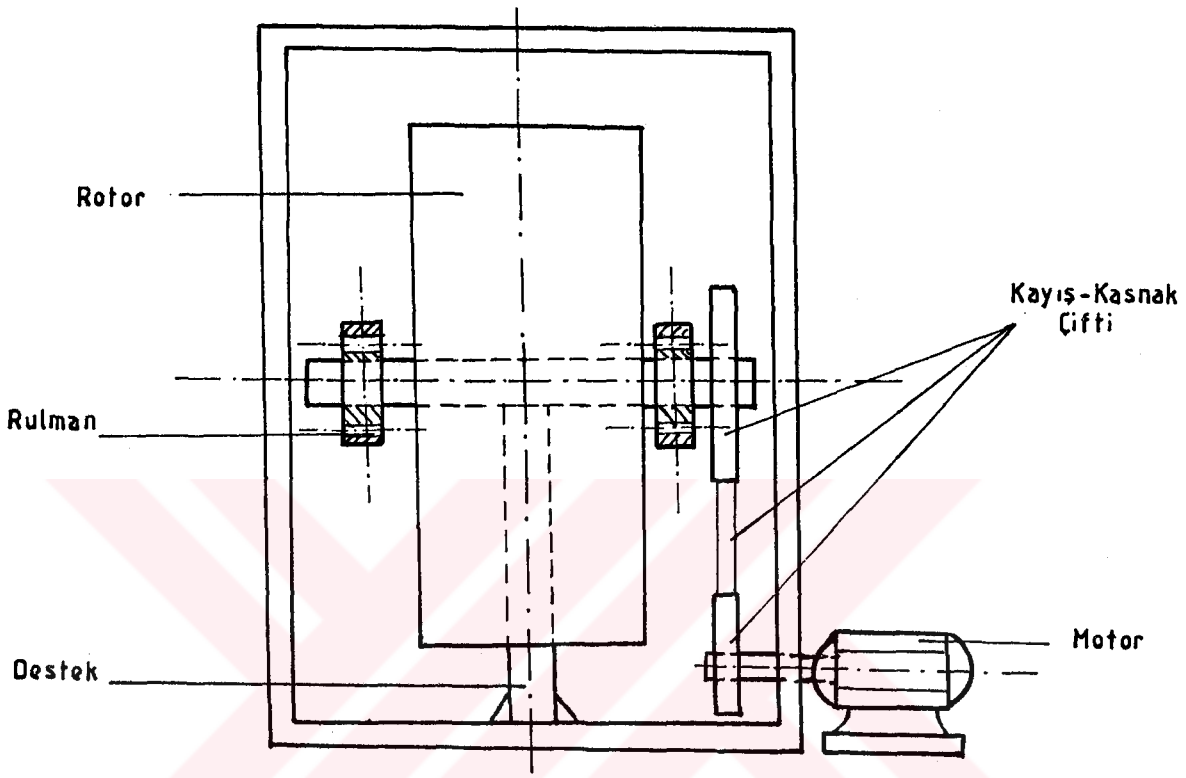
Deney düzeneği Şekil 5.1 ' de verilmiştir. Burada temiz hava bir radyal fan vasıtası ile dış ortamdan alınarak Giriş 1 ' den rejeneratöre girer. Bu temiz hava Çıkış 1 ' den rejeneratörü terk eder. Rejeneratörden çıkan temiz hava serpantinden geçirilerek ısıtılmaktadır. Serpantinde ısıtılan sıcak su dolaştırılmaktadır. Serpantinden ısınarak çıkan hava artık atık havayı temsil etmektedir. Atık hava Giriş 2 ' den rejeneratöre girerek ısısının bir kısmını rejeneratör matrisine verdikten sonra Çıkış 2 ' den sistemi terk etmektedir. Bu deneylerde kat kaloriferinde elde edilen sıcak suyun sıcaklığı 60 °C, 70 ° C ve 80 °C ' dir. Ayrıca Çıkış 1 ' den hemen sonra yer alan kısma klapesi ile de akışkanın debisi ayarlanabilmektedir. Kısma klapesi 2 değişik konuma (klape tam açık ve yarım açık) sahiptir. Kat kaloriferi sırasıyla bu sıcaklıklara ayarlanarak ve klape konumları değiştirilerek sistemde rejeneratör giriş ve çıkışlarında hız ve sıcaklık ölçümleri yapılmıştır.

Candar (1995), bir motor kullanarak rejeneratörün tahriğini mil üzerinden yapmıştır. Motorun hareketini mile aktarmak için kayış-kasnak sistemini kullanılmıştır. Ancak kullanılan bu kayış-kasnak sistemi ile motorun hareketini mile aktarmada bazı güçlüklerle karşılaşılmıştır. Bu yüzden de rejeneratör diskinde sürekli ve düzgün bir dönme elde edilememiştir (Şekil 5.2). Bu çalışmada, bu problemi giderebilmek için tahrik sisteminin değiştirilmesi yoluna gidilmiştir. Kayış-kasnak sisteminin yerine zincir-dişli sistemi kullanılmıştır. Ayrıca Candar (1995), deneylerini tek devirde yapmıştır. Bu çalışma da ise deneyler, değişik devir sayılarında yapılarak rejeneratör etkinliğinin nasıl bir değişim gösterdiği araştırılmıştır. Bu yüzden motor yerine devir sayısı ayarlanabilir olan bir redüktör kullanılmış ve ısı tekerleğinin tahriği yine mil üzerinden yapılmıştır (Şekil 5.3). Ayrıca rejeneratör milindeki rulmanların bakım ve temizliği yapılmıştır. Çalışma sırasında rejeneratörde yerinden oynama problemi ile karşılaşılmış ve bu problemi önlemek için sistem yere sabitlenmiştir. Böylece redüktörün hareketi mile tam

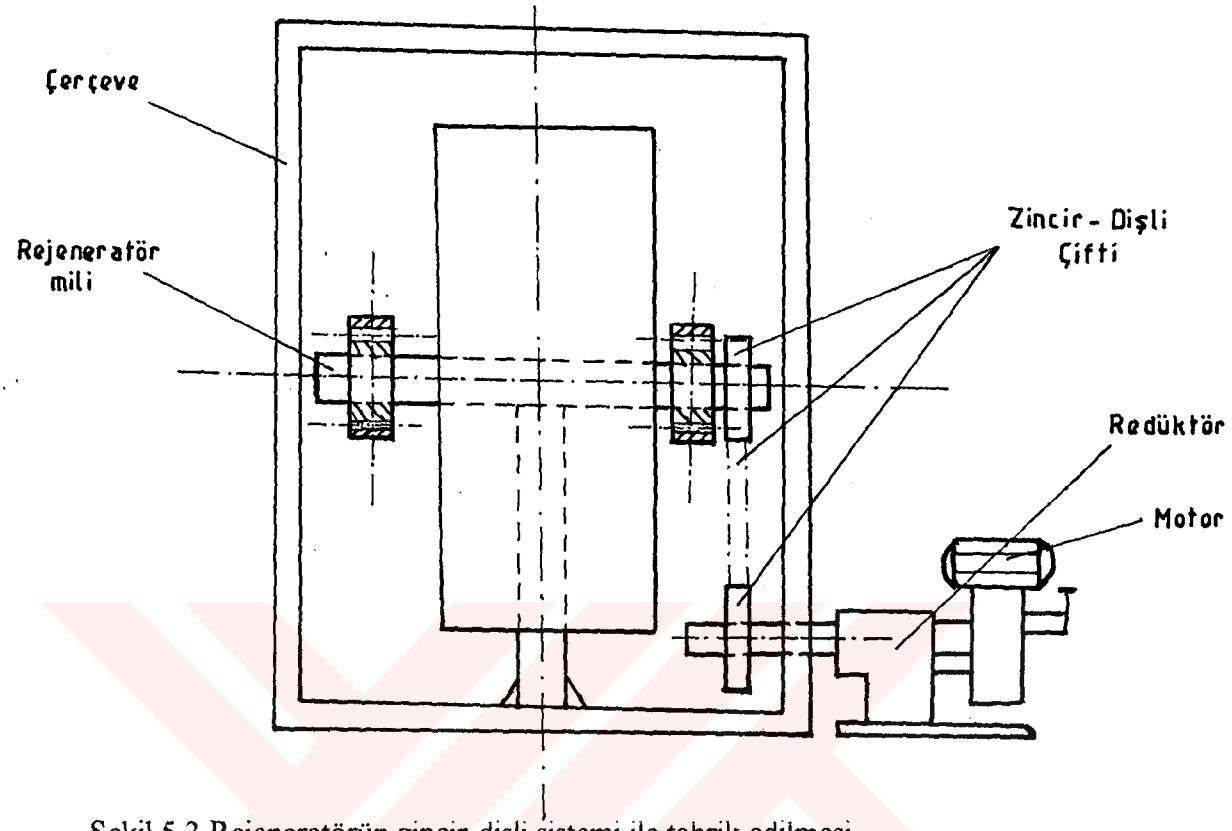


Şekil 5.1 Deney düzeneği

olarak aktarılabilmiştir. Sonuçta daha önceden varolan dönme problemi tamamıyla çözümlenerek, değişik devirlerde sürekli ve düzgün bir dönme elde edilmiştir.



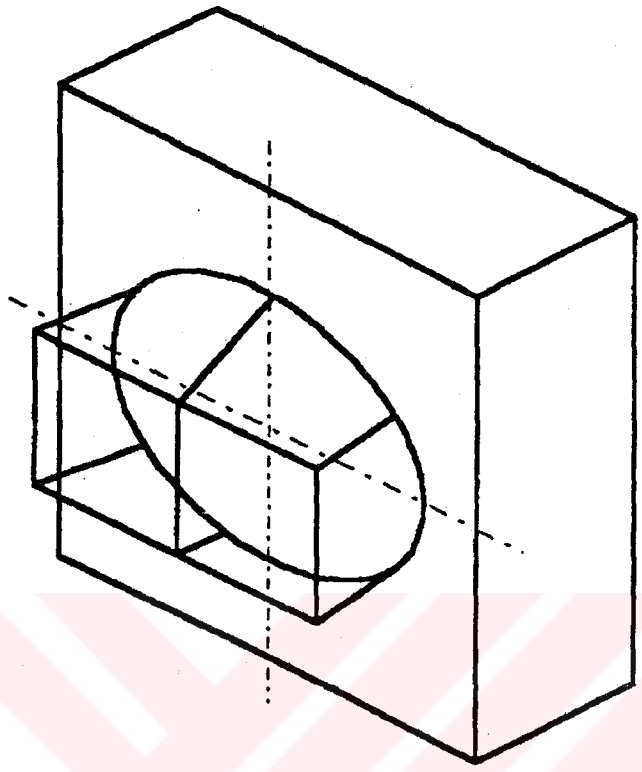
Şekil 5.2 Rejeneratörün kayış-kasnak sistemi ile tahrik edilmesi



Şekil 5.3 Rejeneratörün zincir-dişli sistemi ile tahrik edilmesi

Bütün kanalların birleşim yerlerinde sızdırmazlığın sağlanabilmesi için önce silikonla boşluklar kapatılmış, ardından kanallar yalıtım amacıyla köpük ve alüminyum folyo ile sarılmıştır.

Şekil 5.4. ' te giriş ve çıkış kanallarının bağlantıları görülmektedir. Deney düzeneğini oluşturan hava kanalları şekilde gösterilen çerçevelere monte edilmiştir. Sızdırmazlığın sağlanması amacıyla montaj sırasında kanallar ile çerçeve arasına lastik contalar takılmıştır. Kanalların çerçeveye bağlantıları sökülebilir şekilde tasarlanmıştır.



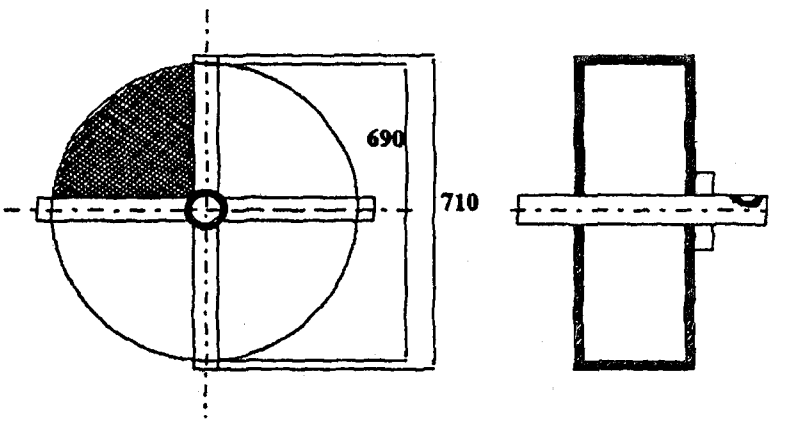
Şekil 5.4 Hava Kanallarının Rejeneratöre Bağlantısı

Kanalların tutturulduğu çerçeve ile rejeneratör gövdesi arasındaki bağlantı ise sızdırmazlık özelliği yüksek kalitede branda bezi ile sağlanmıştır. Bu tür bir bağlantı şeklinin seçilmesine kare kesitli kanallardan rejeneratörün dairesel kesitli giriş kısmına geçişin zorluklarından dolayı karar verilmiştir.

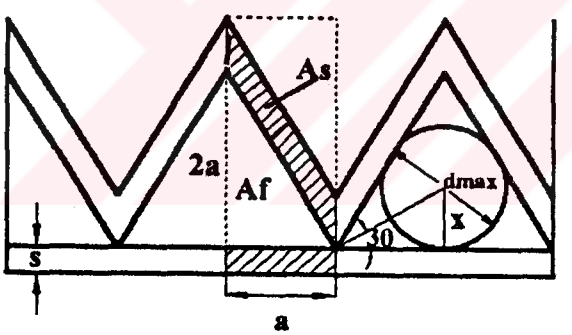
Ayrıca Şekil 5.1' de gösterilen deney düzeneğinin komple resminde görülen kısma klapesinin kanal içersinde daha rahat hareket edebilmesi için boyutlarında bazı değişiklikler yapılmıştır. Klape levhasının çevresi lastikle çerçevelenerek sürtünme oluşması engellenmiştir.

Şekil 5.5 ' te de görüldüğü gibi rejeneratör 690 mm çapında, 200 mm uzunluğunda ve 90 kg ağırlığındadır. Rejeneratör matrisini oluşturan kanal geometrisi ise Şekil 5.6 ' da görülmektedir. Rejeneratör matrisi için 0.35 mm kalınlığındaki alüminyum levhalar kullanılmıştır. Bu levhalardan 3.44 mm kenar uzunluğuna sahip eşkenar üçgen geometrisinde kanallar elde edilmiştir. İki düz levha arasına yerleştirilen bu eşkenar üçgen

geometrili levhalar tüm rejeneratör boyunca tekrarlanarak rejeneratör matrisi oluşturulmuştur.



Şekil 5.5 Rejeneratör matrisinin görünüşü



Şekil 5.6 Rejeneratör matrisinin kanal geometrisi

5.2. Deney Düzeneğinde Yapılan Ölçümler:

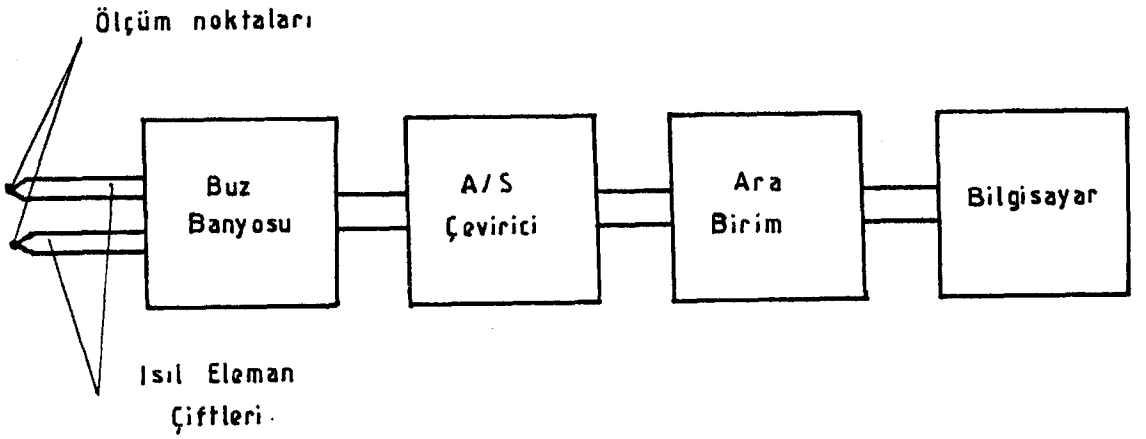
Döner rejeneratörün performansının belirlenmesi için rejeneratöre giren ve çıkan akışkanların, sıcaklığı ve hızı ölçülmüştür. Ayrıca rejeneratörde meydana gelen basınç düşümü de ölçülmüştür.

Sıcaklık ölçümleri için ısıl - eleman çiftleri kullanılmıştır. Kullanılan ısıl - eleman çiftlerinin cinsi Kromel - Alumel (K - tipi) olarak seçilmiştir. Kullanılan her bir ısıl-eleman çiftinin kalibrasyonu yapılmış ve her biri için sıcaklık - elektro motor kuvvet (emk) eğrileri çıkarılmıştır. Bu kalibrasyon eğrileri Ek.1 ' de verilmiştir.

Rejeneratörün etkinliğinin belirlenebilmesi için sıcak ve soğuk tarafındaki akışkanın giriş - çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür. Bunun için sıcaklığın hassas olarak ölçülmesi gerekmektedir. Bu yüzden her kesitte ortalama 70 değişik noktada ölçüm yapılmıştır. Her bir noktada ısıl - eleman 1 saniye aralıkla 10 adet okuma yapmıştır. Her bir nokta için yapılan bu 10 okumanın ortalaması alınmıştır.

Ölçüm yapılacak her kanala beş adet ısıl - eleman çifti yerleştirilmiştir. Her bir ısıl - eleman çifti aynı kesitte ondört ayrı noktada tarama yapmıştır. Yalnızca dış havanın alındığı girişte bir ısıl - eleman çifti kullanılmıştır. Çünkü burada dışardan alınan hava bir fan vasıtası ile kanala üflenmektedir. Bu yüzden burada hava sıcaklığının uniform bir yapıya sahip olduğu kabul edilmiştir. Isıl - elemanlar tarafından üretilen e.m.k ' lar bir referans sıcaklığı (buz banyosu) noktasından geçirildikten sonra bir veri toplama ünitesinde sayısal sinyallere çevrilmiştir. Bu sayısal sinyaller ise bir arabirim üzerinden bilgisayar tarafından okunmuştur (Şekil 5.7). Veri toplama işlemi bir bilgisayar programı tarafından kontrol edilmiştir. Veri toplama işlemi bittikten sonra her bir ısıl - eleman çiftinin kendi kalibrasyon eğrisi yardımıyla ^{o}C cinsinden sıcaklıklar elde edilmiştir.

Ölçüm yapılan 70 noktadan ortalama bir değer elde etmek için şu yol izlenmiştir: Önce her ölçüm noktasının belirli bir bölgeyi temsil ettiği düşünülmüştür. Her bölgede okunmuş olan sıcaklık kendisine ayrılmış olan bölgeye etkimektedir. Daha sonra 5.1 nolu eşitlik uygulanarak her deney için her bir kesitteki ortalama sıcaklık elde edilmiştir.



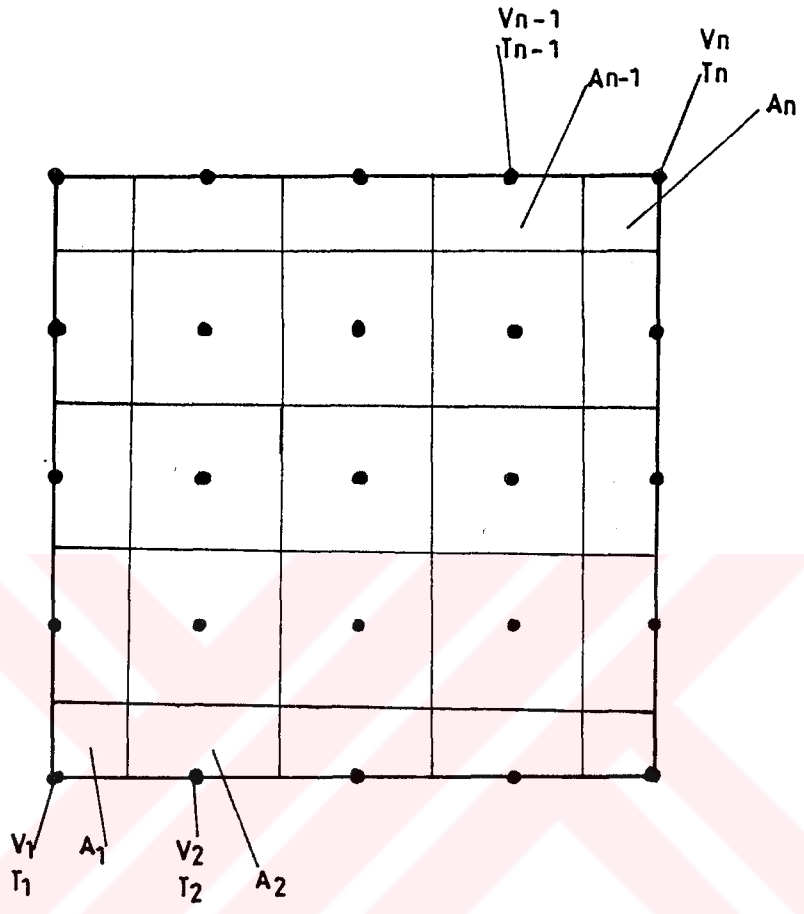
Şekil 5.7 Isıl-elemanın sıcaklık ölçüm metodu

$$T = \frac{\Sigma(AT)}{\Sigma A} = \frac{(A_1T_1 + A_2T_2 + \ldots A_nT_n)}{(A_1 + A_2 + \ldots A_n)} \qquad (5.1.)$$

Hız ölçümleri, sıcaklık ölçümlerinin yapıldığı noktalardan yapılmıştır. Ölçümler kızgın-tel (hot-wire) ile ölçülüp ortalamalarının alınmasında sıcaklık için izlenen metod kullanılmıştır Cidarlardaki hızlar ise sıfır olarak alınmıştır. Ortalama hız için 5.2 eşitliği kullanılmıştır. Kızgın-tel bir pitot tüpü yardımıyla kalibre edilmiş ve kalibrasyon eğrisi de yine Ek.1 ' de verilmiştir.

$$V = \frac{\Sigma(AV)}{\Sigma A} = \frac{(A_1V_1 + A_2V_2 + \ldots + A_nV_n)}{(A_1 + A_2 + \ldots A_n)} \qquad (5.2.)$$

Basınç düşümü ölçümleri ise bir eğik manometre yardımıyla yapılmıştır. Ölçümler rejeneratörün dört tarafındaki kanalların giriş - çıkışlarındaki tek noktada yapılmıştır.



Şekil 5.8 Sıcaklık ve hızın ortalamalrının hesaplanması

5.3. Deney Parametreleri:

6 değişik devir sayısında (2, 3, 4, 5, 6, 7 devir / dakika), 2 klape açıklığında (tam açık ve yarım açık) ve 3 farklı kat kaloriferi sıcaklığında (60 ^{O}C, 70 ^{O}C, 80 ^{O}C) toplam 36 deney yapılmıştır. Bu deneyler tablo halinde Çizelge 5.1 ' de gösterilmiştir. Bu deneyler sonucunda ölçülmüş olan bütün hızlar, sıcaklıklar ve basınçlar ve hesaplamalar sonucunda elde edilmiş olan bütün debi ve etkinlikler Ek.2 ' de çizelgeler halinde verilmiştir.

5.4. Hata Analizi:

Deneylerde temiz ve atık havanın basınç, hız ve sıcaklığı ölçülmüştür. Bu ölçümlerdeki ve bunlardan faydalanılarak elde edilen basınç düşümü ve rejeneratör etkinliğindeki belirsizlikler Moffat (1988) tarafından verilen metod kullanılarak Hız ölçümlerinin % 10, sıcaklık ölçümlerinin ± 0.5 ^{o}C ve basıncın ± 4 Pa doğrulukla gerçekleştirildiği tahmin edilmiştir. Bu hatalardan yola çıkılarak basınç düşümü ve etkinlikteki belirsizlikler hesaplanmış ve sırasıyla % 2 ve % 15 olduğu bulunmuştur.

Çizelge 5.1 Deney Parametreleri

Deney No	*Klape Konumu*	*Debi (m^3/sn)*	*Kat kaloriferi Sıcaklığı (^oC)*	*T_{o2} (^oC)*	*Devir Sayısı (dev/dk)*
1	Tam Açık	0.925	60 °C	45.48	2
2		0.915		46.85	3
3		0.915		45.48	4
4		0.915		45.83	5
5		0.930		45.72	6
6		0.915		45.89	7
7		0.910	70 °C	55.93	2
8		0.920		56.12	3
9		0.930		55.24	4
10		0.920		55.74	5
11		0.920		54.86	6
12		0.915		53.48	7
13		0.925	80 °C	60.85	2
14		0.955		60.28	3
15		0.935		60.23	4
16		0.920		60.72	5
17		0.910		60.76	6
18		0.915		60.94	7
19	Yarım Açık	0.830	60 °C	44.13	2
20		0.830		44.51	3
21		0.835		44.93	4
22		0.825		44.52	5
23		0.835		46.10	6
24		0.830		45.47	7
25		0.830	70 °C	52.14	2
26		0.825		53.55	3
27		0.835		52.91	4
28		0.833		53.20	5
29		0.830		52.50	6
30		0.825		54.92	7
31		0.830	80 °C	60.12	2
32		0.825		60.06	3
33		0.835		61.11	4
34		0.828		60.89	5
35		0.840		60.98	6
36		0.830		61.58	7

5.5. Döner Rejeneratörde Basınç Kayıpları ve Etkinliğin Hesaplanması:

Bu bölümde rejeneratör dolgu maddesi ile hava arasındaki ısı transferi katsayısı α ve basınç kaybı ΔP ' nin nasıl hesaplandığı açıklanmıştır. Transfer edilecek ısı miktarının ve basınç kaybının bilinmesi rejeneratörün boyutlandırılmasında optimumluğu sağlayacaktır.

5.5.1. Basınç Kayıplarının Hesabı:

5.5.1.1. Basınç Kayıplarının Deneysel Olarak Hesaplanması:

Mevcut sistem üzerindeki basınç kayıpları eğik manometre ile ölçülmüştür. Ölçümler temiz ve atık havanın giriş ve çıkışlarında yer alan birer noktadan yapılmıştır. Bu ölçümler eğik manometreden " mSS " şeklinde okunmuştur. Bu ölçümler daha sonra eşitlik (5.3) yardımıyla " Pascal " birimine aşağıdaki gibi dönüştürülmüştür.

$$P = \rho g h \qquad (5.3)$$

burada, ρ eğik manometre içindeki etil alkolün yoğunluğunu, g yerçekimi ivmesini ve h ise eğik manometreden okunan ölçüm değerini göstermektedir.

Temiz hava tarafindaki basınç kaybı şöyledir:

$$\Delta P_1 = P_{g1} - P_{ç1} \qquad (5.4.)$$

burada, P_{g1} temiz havanın rejeneratör girişindeki basınç, $P_{ç1}$ temiz havanın rejeneratör çıkışındaki basınçtır.

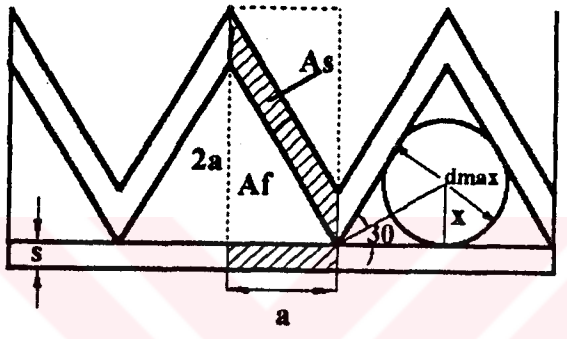
Atık hava tarfindaki basınç kaybı ise şöyle tanımlanmaktadır:

$$\Delta P_2 = P_{ç2} - P_{g2} \qquad (5.5)$$

burada, $P_{ç2}$ atık havanın girişindeki basını, P_{g2} ise atık havanın çıkışındaki basıncı göstermektedir.

5.5.1.2. Basınç Kayıplarının Teorik Olarak Hesaplanması:

Rejeneratörün boyutlandırılmasında kullanılan akışkan ve katı madde alanları Şekil 5.8 ' den yararlanılarak hesaplanabilir (Candar (1995)).



Şekil 5.9. Kanal geometrisi

Bu durumda;

$$A_S = a.s + 2.a.s = 3as \tag{5.6}$$

katı madde için alan ifadesini vermektedir.

Şekil 5.9 ' daki kontrol hacmi dikkate alınırsa, akışkanın geçeceği kesit alanı A_f oluklu matris elemanında akışkanın geçtiği kesittir. Buna göre kesit alan;

$$A_f = \sqrt{3}.a^2 \tag{5.7}$$

ile hesaplanır.

Rejeneratör içindeki basınç kayıplarının hesaplanmasında eşdeğer çap ifadesi kullanılır. Buna göre d_e ile gösterilen eşdeğer çap;

$$d_e = 4.A / Ç \tag{5.8}$$

olarak ifade edilmiştir. Eşitlik (5.8) ' de, A Şekil 5.9 ' da verilen kanal geometrisinde kontrol hacmi içersine alınmış olan üçgenin kesit alanı ve Ç ' de çevresidir ve şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$A = a^2\sqrt{3} \; ; \qquad Ç = 6.a \tag{5.9}$$

Böylece eşdeğer çap;

$$d_e = \frac{2.a}{\sqrt{3}} \tag{5.10}$$

şeklini alır.

Rejeneratör içinde genellikle laminar akışın olduğu kabul edilir. Basınç kayıp katsayısı Yılmaz (1990) tarafından şöyle ifade edilmiştir;

$$\xi = 64.\psi / Re \tag{5.11}$$

burada ψ biçim faktörü olup;

$$\psi = 1 + \{(\psi_\infty - 1) / [1 + 0.33.d^{*2.25} / (n - 1)]\} \tag{5.12}$$

şeklinde hesaplanır. ψ_∞ ise;

$$\psi_\infty = 3 / 8.d^{*2}.(3-d^*) \tag{5.13}$$

bağıntısından hesaplanır. Bu eşitlikteki boyutsuz sayılar aşağıdaki gibidir:

$$Re = u.d_e / \upsilon \tag{5.14}$$

$$d^* = d_e / d_{max} \tag{5.15}$$

$$n = a / A_e = Ç / Ç_e \tag{5.16}$$

burada, d_{max} kanal içine sığan en büyük çaplı dairedir (Şekil 5.10). Isı tekerleğindeki üçgen kanallar için d_{max}, d^*, n ve ψ;

$$d_{max} = \frac{2a}{\sqrt{3}}; \quad d^* = 1; \quad n = \frac{3\sqrt{3}}{\pi}; \quad \psi = 0.834 \tag{5.17}$$

olarak tarif edilir.



Şekil 5.10 En Büyük Çap'ın Tarifi

Bulunan bu değerlerle eşitlik (5.11)

$$\xi = 53.248 / Re \tag{5.18}$$

olarak tekrar yazılabilir. Yılmaz (1990) tarafından çeşitli kesit alanlı kanallarda toplam basınç kaybı laminar akış için verilmiştir. Buna göre;

$$\Delta P = \Delta P^* \rho \frac{u^2}{2} \tag{5.19}$$

burada, ρ akışkanın rejeneratör içindeki ortalama yoğunluğunu, u ise ortalama hızını ifade etmektedir. Eşitlikteki ΔP^* ;

$$\Delta P^* = 64\Psi x^* + \frac{13.766 x^{*0.5}}{\left[1 + 13.95\Psi x^{*0.5} + \left(\frac{13.766}{K}\right)^3 x^{*1.5}\right]^{1/3}} \tag{5.20}$$

olarak boyutsuz toplam basınç düşümüdür. Bu eşitlikteki x^* şu şekilde tanımlanmıştır:

$$x^* = (L / d_e) / Re \tag{5.21}$$

burada, L kanalın uzunluğudur. K ise;

$$K = 1.33 / \left\{1 + \left(1.33 / K_\infty - 1\right) / \left[1 + 0.74 d^{*2} / (n-1)\right]\right\} \tag{5.22}$$

şeklinde belirlenir,ve buradaki K_∞;

$$K_\infty = \frac{12}{5}(3 - d^*)^2 \left(\frac{9}{7}\frac{3 - d^*}{7 - 3d^*} - \frac{1}{5 - 2d^*}\right) \tag{5.23}$$

eşitliğiyle hesaplanır.

5.5.2. Rejeneratör Etkinliğinin Hesaplanması:

5.5.2.1. Rejeneratör Etkinliğinin Deneysel Olarak Hesaplanması:

Rejeneratör etkinliği deneysel olarak şu şekilde hesaplanır:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \tag{5.24}$$

burada, Q transfer edilen ısıyı, Q_{max} ise ideal bir ısı eşanjöründe transfer edilen ısıyı gösterir.

$$Q = C_1(T_{c1} - T_{g1}) = C_2(T_{g2} - T_{c2}) \tag{5.25}$$

burada, 1 temiz hava tarafını 2 ise atık hava tarafını belirtmektedir.

Rejeneratörde transfer edilen maksimum ısı ise:

$$Q_{max} = C_{min}(T_{g2} - T_{g1}) \tag{5.26}$$

ile verilir. C_{min} termal kapasitelerin daha küçük olanıdır. Isıl kapasiteler C_1 ve C_2 şöyle tanımlanırlar:

$$C_1 = \dot{M}_1 C_{p1} \tag{5.27}$$

$$C_2 = \dot{M}_2 C_{p2} \tag{5.28}$$

$\dot{M}$ ve C_p sırasıyla akışkanın kütlesel debisi ve özgül ısı kapasitesidir.

5.5.2.2. Rejeneratör Etkinliğinin Teorik Olarak Hesaplanması:

Rejeneratör etkinliğinin hesaplanması ve boyutlandırma yapılabilmesi için ısı transfer katsayısı α ' nın bulunması gerekmektedir. Isı transfer katsayısı α,

$$\alpha = Nu(\lambda / d_e) \tag{5.29}$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Burada Nu, Nusselt sayısını, λ ise ısıl iletkenliği göstermektedir. Nusselt sayısı çeşitli kesit alanlı borular için Yılmaz ve Cihan (1993) tarafından şu şekilde bulunmuştur;

$$Nu = Nu_{\infty}\left[1+\frac{4.212\Psi\Phi^3}{Z^* Nu_{\infty}^{\ 3}}-0.8\left(\frac{\Psi\Phi^3}{Z^* Nu_{\infty}^{\ 3}}\right)^{2/3}\right]^{1/3} \tag{5.30}$$

burada Nu_{∞}, $Z^* \rightarrow \infty$ için belirlenen Nusselt sayısıdır ve aşağıdaki eşitlikten bulunur.

$$Nu_{\infty} = 3.657\phi \tag{5.31}$$

bu eşitlikteki ϕ değeri şöyledir:

$$\phi = 1+\frac{\phi_{\infty}-1}{1+1/(n-1)}+\Delta\phi \tag{5.32}$$

Diğer büyüklükler ise;

$$\phi_{\infty} = 0.5155\frac{d^*}{3-d^*} \tag{5.33}$$

$$\Delta\phi = \Delta\phi_{max} \frac{0.95(n-1)^{0.5}}{1+0.038(n-1)^3} \tag{5.34}$$

$$\Delta\phi_{max} = \frac{7.10^{-3} d^{*8}}{\left(1+10d^{*-28}\right)\left(1+64.10^{-8} d^{*28}\right)^{1/2}} \tag{5.35}$$

bağıntılarından hesaplanmaktadır. Ayrıca eşitlik (5.30) ' da geçen Φ ise,

$$\Phi = 1+\frac{\left[3(d^*/2)^{7/8}/(1+d^*)\right]-1}{1+0.25/(n-1)} \tag{5.36}$$

eşitliğinden bulunur. Z^* boyutsuz sayısı ise,

$$Z^* = L / (d_e.Re.Pr) \tag{5.37}$$

olarak tarif edilmiştir. İmal edilmiş olan eşkenar kesit alanlı ısı tekerleği için yukarıda verilen ifadelerden

$$Nu_\infty = 2.589\,; \quad \Phi = 0.868\,; \tag{5.38}$$

elde edilerek ve eşitlik (5.30) ' da bulunan değerlerle mevcut çalışma için Nusselt sayısı şu şekilde hesaplanabilir:

$$Nu = 2.589\left[1+\frac{0.1324}{Z^*}-\frac{0.0797}{Z^{*2/3}}\right]^{1/3} \tag{5.39}$$

Eşitlik (5.29) yardımıyla da ısı transferi katsayısı elde edilir.

Rejeneratörde etkinlik genel olarak N_{TU} ve C* ' ın fonksiyonudur. (Yılmaz, 1995):

$$\varepsilon = f(N_{TU}, C^*) \tag{5.40}$$

5.40 eşitliğindeki C^*, ısıl kapasite oranı ve N_{TU} ise transfer üniteleri birim sayısını göstermektedir:

$$C^* = C_{min} / C_{max} \tag{5.41}$$

$$N_{TU} = kF / C_{min} \tag{5.42}$$

burada, C_{min} ve C_{max} ısıl kapasitelerin en küçüğü ve en büyüğüdür ve 5.42 eşitliğindeki kF ise şöyle belirlenir:

$$\frac{1}{kF} = \frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{1}{\alpha_2 F_2} \tag{5.43}$$

α_1 ve α_2, sırasıyla matris malzemesiyle sıcak ve soğuk akışkan arasındaki ısı transfer katsayılarıdır. Bunlar Eşitlik 5.29 yardımıyla Nusselt sayılarından kolayca hesaplanabilir. F_1 ve F_2 ise ısı transfer edilen yüzey alanlarıdır ve bu çalışmada birbirlerine eşittirler.

Döner bir rejeneratör için ise etkinlik aşağıdaki eşitlik kullanılarak bulunur:

$$\varepsilon = \varepsilon_o \varphi_r \tag{5.44}$$

burada, ε_o karşıt akışlı bir ısı eşanjörünün etkinliğidir.

$$\varepsilon_o = \frac{1 - e^{[-N_{TU}(1-C^*)]}}{1 - C^* e^{[-N_{TU}(1-C^*)]}} \tag{5.45}$$

φ_r ise dönme devri için düzeltme faktörüdür ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Kays ve London, 1984):

$$\varphi_r = 1 - \frac{1}{9C_r^{*1.93}} \tag{5.46}$$

C_r^* kapasite oranıdır:

$$C_r^* = C_r / C_{min} \tag{5.47}$$

Bu eşitlikteki C_r katı malzemenin ısıl kapasitesidir:

$$C_r = M_S C_{ps} N \tag{5.48}$$

M_S ve C_{ps} sırasıyla, rejeneratör katı malzemesinin kütlesi ve özgül ısı kapasitesidir. N rejeneratörün dönme hızıdır. φ_r düzeltme faktörü ayrıca WorsØe-Schmidt (1991) tarafından verilen eşitlik ile de hesaplanabilmektedir:

$$\varphi_r = 1 - \frac{0.114[1 - e^{(-N_{TU})}]}{C^{*0.44} C_r^{*1.93}} \tag{5.49}$$

6. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA:

6.1. Deney Sonuçları:

Deneylerden elde edilen ölçüm değerleri ve Materyal ve Metod bölümünde verilen eşitlikler yardımıyla döner rejeneratör için değişik devir sayılarında, kat kaloriferinin değişik sıcaklıklarında ve farklı klape konumlarında basınç düşümü ve etkinlik hesaplanmıştır. Hesapların hızlı ve güvenilir bir şekilde yapılabilmesi için Pascal programlama dilinde bir bilgisayar programı yazılmıştır (Ek.3). Aynı programda basınç düşümü ve etkinlik, Bölüm 5.5 ' te verilen eşitlikler yardımıyla teorik olarak ta hesaplanmıştır. Ünal (1996) tarafından geliştirilmiş olan başka bir program ile sonuçlar sayısal olarak ta elde edilmiştir. Deneysel, teorik ve sayısal sonuçlarla ilgili değerlendirme ve tartışma Bölüm 6.2 ' de verilecektir. Bu bölümde deneysel sonuçlar verilmiştir.

Şekil 6.1, 6.2 ve 6.3 klape tam açık, Şekil 6.4, 6.5 ve 6.6 klape yarım açık konumunda ve kat kaloriferinin sırasıyla 60 ^{o}C, 70 ^{o}C ve 80 ^{o}C sıcaklıklarında deneysel ölçümlerden elde edilen basınç düşümünün devir sayısıyla değişimini göstermektedir. Şekillerden de görüleceği gibi temiz hava tarafındaki basınç düşümü, atık hava tarafındaki basınç düşümünden daha yüksektir. Temiz hava tarafındaki basınç düşümü 400 Pa civarında, atık hava tarafındaki basınç düşümü ise 320 Pa civarındadır.

Şekil 6.7, 6.8, 6.9 ve 6.10 ' da temiz ve atık havanın rejeneratörün giriş ve çıkışındaki kanallarda yapılan sıcaklık ölçümlerine örnekler verilmiştir. Bu örneklerin tamamında klape tam açık ve kat kaloriferi sıcaklığı 60 ^{o}C ' dir. Ancak bu şekillerde değişik devir sayıları (2,4,6,7) dikkate alınmıştır. Şekillerden 4 kanal kesitinde de sıcaklığın hemen hemen uniform olduğu görülmektedir. 2 devir/dakika için elde edilen durum dikkate alınırsa (Şekil 6.7) temiz havanın rejeneratöre yaklaşık 24 ^{o}C ' de girdiği, rejeneratör matrisinden aldığı ısı ile sıcaklığının 37 ^{o}C ' ye çıktığı, atık havanın ise 45 ^{o}C ' de girip, 33 ^{o}C ' de çıktığı görülmektedir.

Hız ölçümlerine örnek olarak, aynı şartlar altında elde edilen hız dağılımları Şekil 6.11, 6.12, 6.13 ve 6.14 ' te verilmiştir.

Herbir kanal kesitinde 70 ayrı noktada ölçülen hız değerlerinden, Bölüm 5.2 ' de verilen yöntem kullanılarak debi belirlenmiştir. Deney yapılan bütün koşullar için elde edilen debi değerleri Giriş 1, Çıkış 1, Giriş 2 ve Çıkış 2 kesitlerinde Şekil 6.15'ten 6.20'ye kadar olan şekillerde verilmiştir. Genel olarak rejeneratörden geçerken temiz havanın

(Giriş1 - Çıkış 1) debisinde klape tam açıkken % 9 ' luk ve klape yarım açıkken % 8 ' lik bir azalma, atık havanın (Giriş 2 - Çıkış 2) debisinde ise klape tam açık konumdayken % 10 ' luk ve klape yarım açık konumundayken % 16 ' lık bir artış görülmektedir.

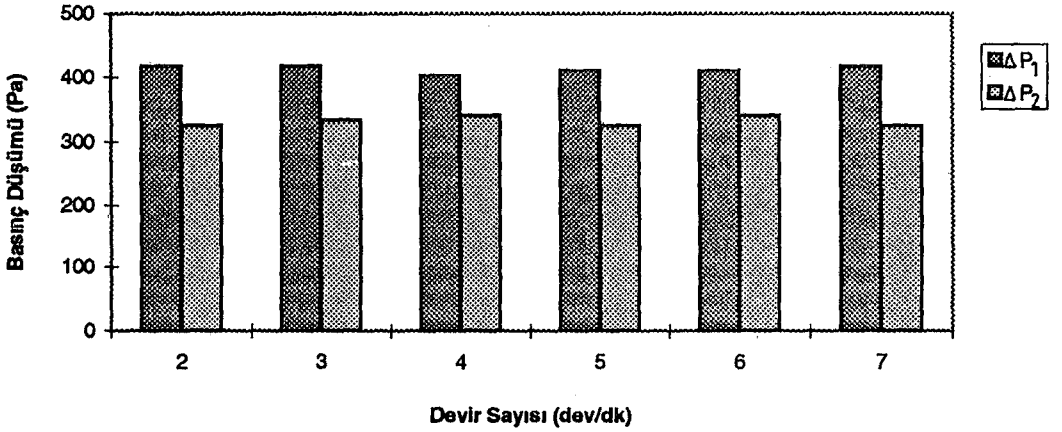
Şekil 6.21 ve 6.22 ' de rejeneratörde meydana gelen ısı transferinin klapenin tam açık ve yarım açık olması durumunda kat kaloriferinin değişik sıcaklıklarında (60 ^{o}C, 70 ^{o}C ve 80 ^{o}C) devir sayısıyla nasıl bir değişim içinde olduğu görülmektedir.

Şekil 6.23, 6.24 ve 6.25 ' ten klape tam açık, Şekil 6.26, 6.27 ve 6.28 ' den ise kalpe yarım açık konumundayken kat kaloriferinin sırasıyla 60 ^{o}C, 70 ^{o}C ve 80 ^{o}C sıcaklıklarında ölçülen hız ve sıcaklıklardan hesaplanan etkinliğin devir sayısıyla değişimini görmek mümkündür. Şekillerden de görüleceği gibi, bu çalışmada test edilen devir sayıları (2 ile 7 devir/dakika) için etkinlik devir sayısı ile hemen hemen değişmemekte sabit kalmaktadır. Bütün durumlar için etkinlik % 60 civarında değerler almaktadır.

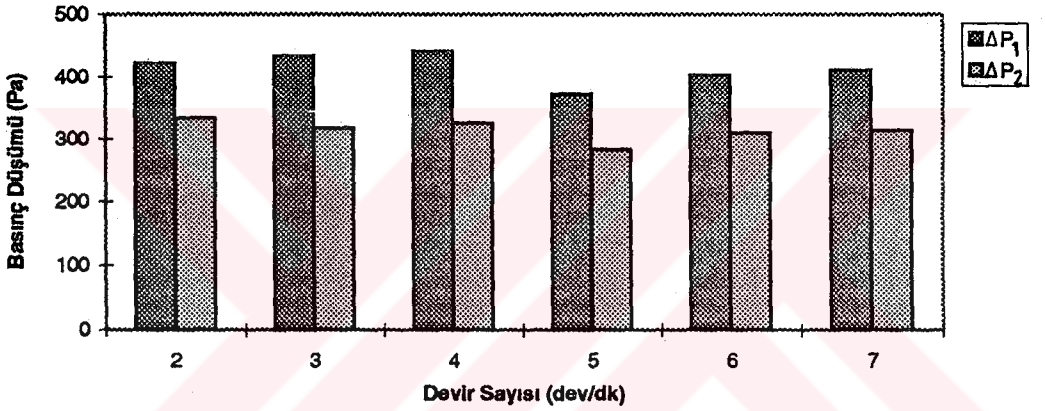
Şekil 6.29, 6.30 ve 6.31 ' den kat kaloriferinin sırasıyla 60 ^{o}C, 70 ^{o}C ve 80 ^{o}C olması durumlarında klape konumunun etkinlik üzerindeki etkisini görmek mümkündür. Klape konumunun değişmesiyle etkinlikte belirgin bir değişim gözlenmemektedir.

Kat kaloriferi sıcaklığının rejeneratör etkinliği üzerindeki etkisini açıkça görebilmek için, aynı klape konumlarında fakat farklı kat kaloriferi sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Şekil 6.32 de klape tam açık, Şekil 6.33 de ise klape yarım açık konumda elde edilen sonuçlar çizilmiştir. Bu şekillerden de görüleceği gibi her iki klape konumunda da kat kaloriferi sıcaklığının değişmesiyle etkinlikte bazı değişmeler görülmekle birlikte bunlar sistematik olmayıp, deneysel belirsizlik sınırları içindedir.

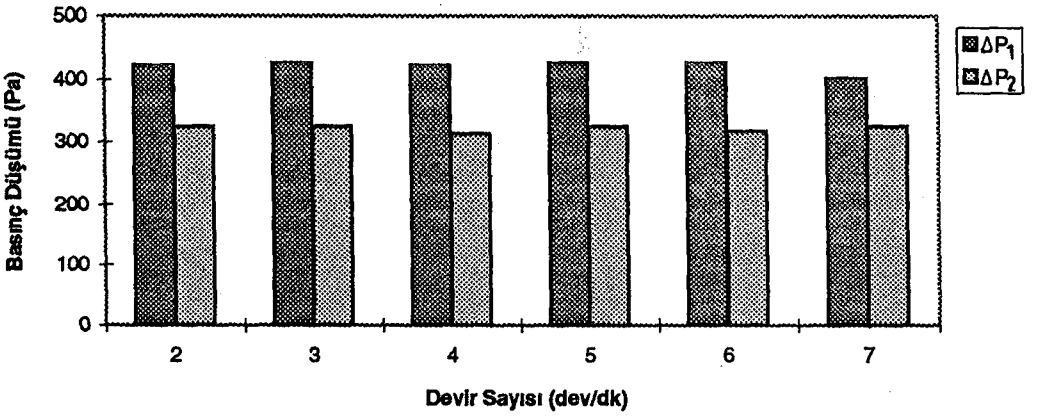
Ayrıca Şekil 6.34 ise bütün durumlarda elde edilen etkinlikler bir grafik üzerinde gösterilmiştir. Bu grafikten de görüleceği gibi bu çalışmada ele alınan parametre sınırları içerisinde rejeneratörün dönme hızı, kat kaloriferi sıcaklığı ve klape konumu rejeneratör etkinliğini etkilememektedir. Etkinlik % 56 ile % 64 arasında değişmektedir. Değişimler deneysel belirsizlik sınırları (% 15) içindedir.



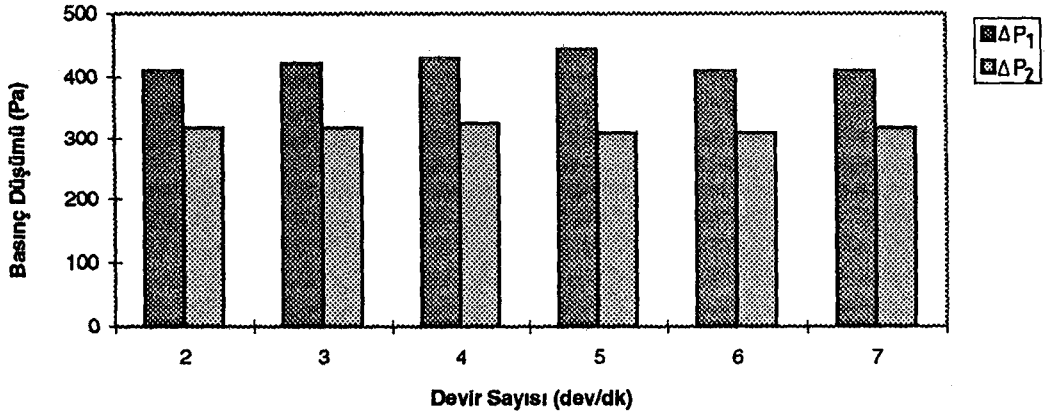
Şekil 6.1 $T_k = 60\ ^{\circ}C$, klape tam açık konumundayken basınç düşümünün devir sayısı ile değişimi



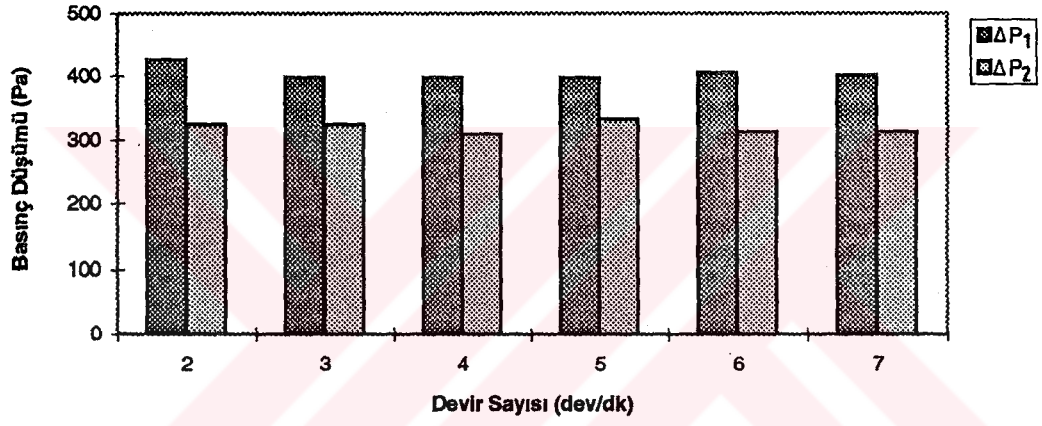
Şekil 6.2 $T_k = 70\ ^{\circ}C$, klape tam açık konumdayken basınç düşümünün devir sayısı ile değişimi



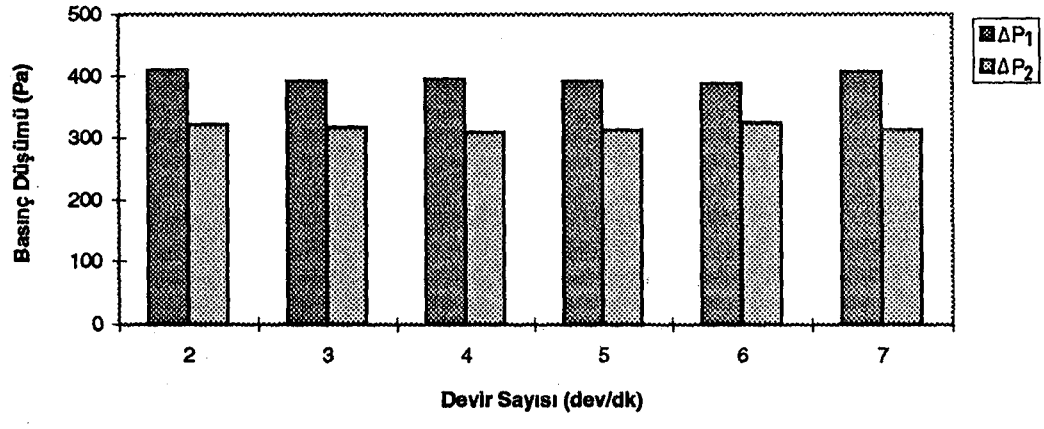
Şekil 6.3 $T_k = 80\ ^{\circ}C$, klape tam açık konumdayken basınç düşümünün devir sayısı ile değişimi



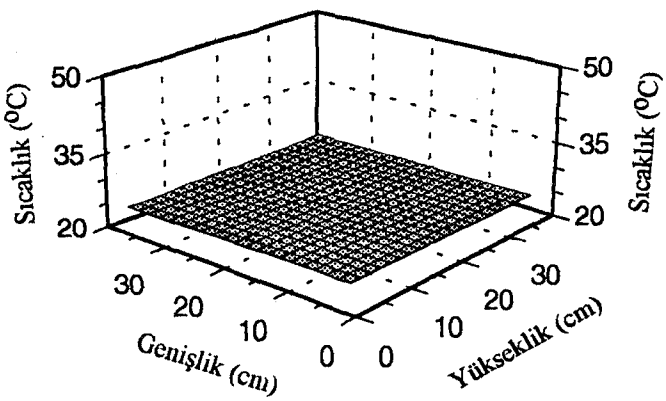
Şekil 6.4 $T_k = 60\ ^{\circ}C$, klape yarım açık konumdayken basınç düşümünün devir sayısı ile değişimi



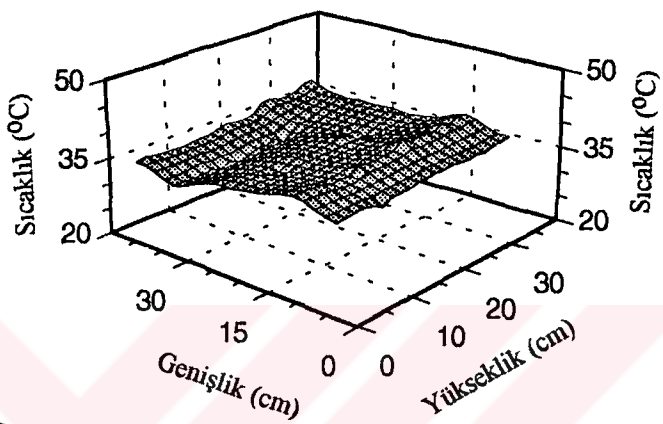
Şekil 6.5 $T_k = 70\ ^{\circ}C$, klape yarım açık konumdayken basınç düşümünün devir sayısı ile değişimi



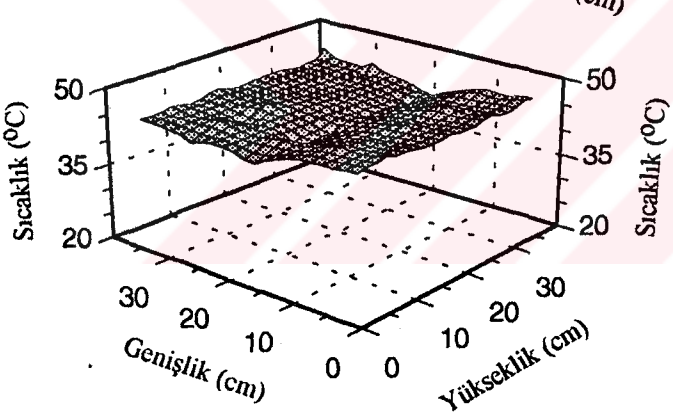
Şekil 6.6 $T_k = 80\ ^{\circ}C$, klape yarım açık konumdayken basınç düşümünün devir sayısı ile değişimi



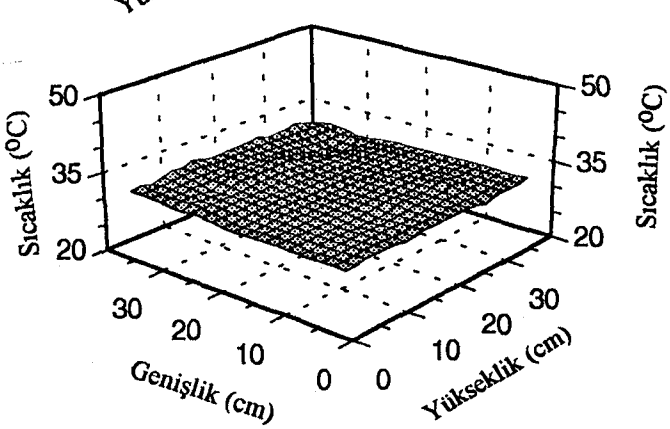
(a)



(b)

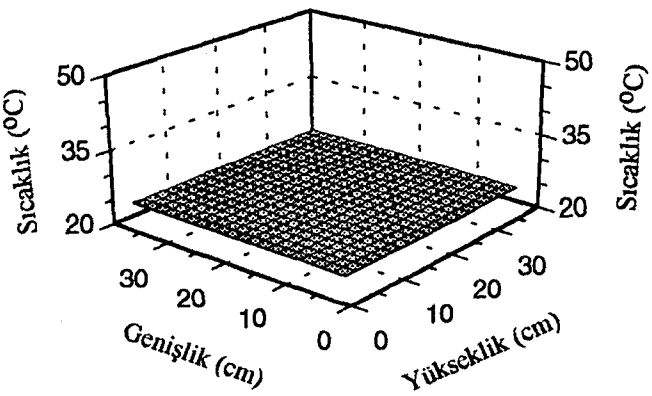


(c)

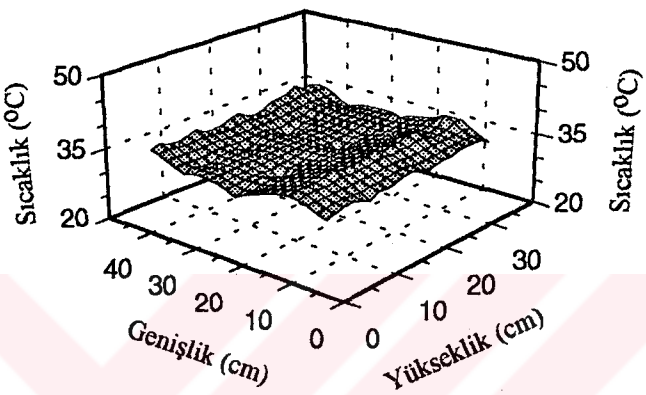


(d)

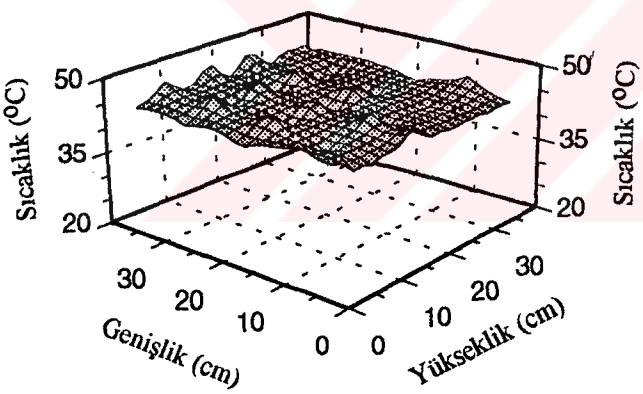
Şekil 6.7 T_k = 60 °C , klape tam açık , N = 2 dev/dk için sıcaklık dağılımı
(a) Giriş 1 ; (b) Çıkış 1 ; (c) Giriş 2 ; (d) Çıkış 2 ;



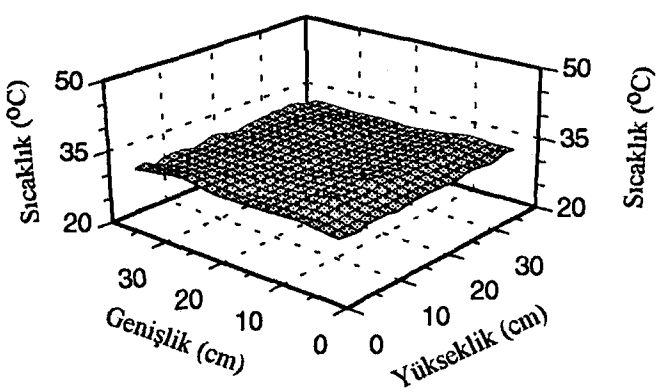
(a)



(b)

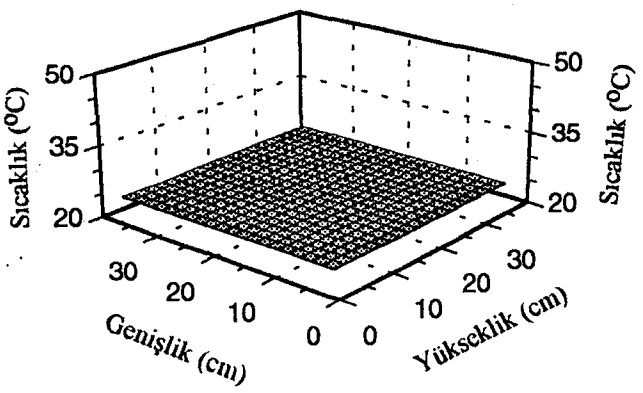


(c)

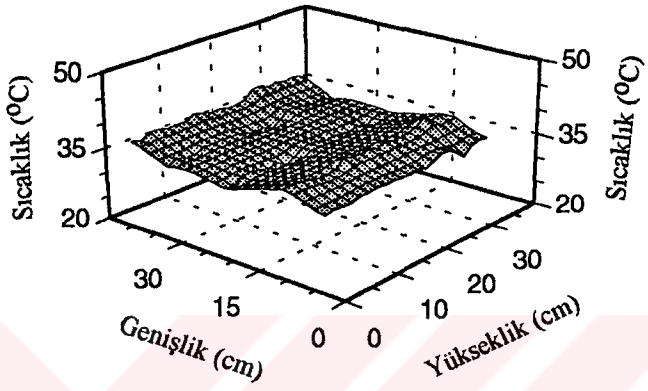


(d)

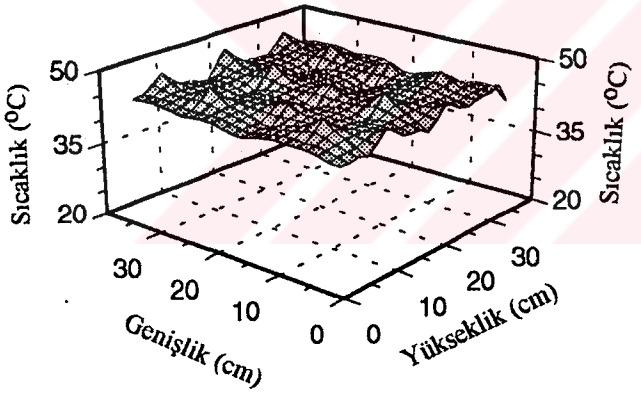
Şekil 6.8 T_k = 60 °C , klape tam açık, N = 4 dev/dk için sıcaklık dağılımı
(a) Giriş 1 ; (b) Çıkış 1 ; (c) Giriş 2 ; (d) Çıkış 2 ;



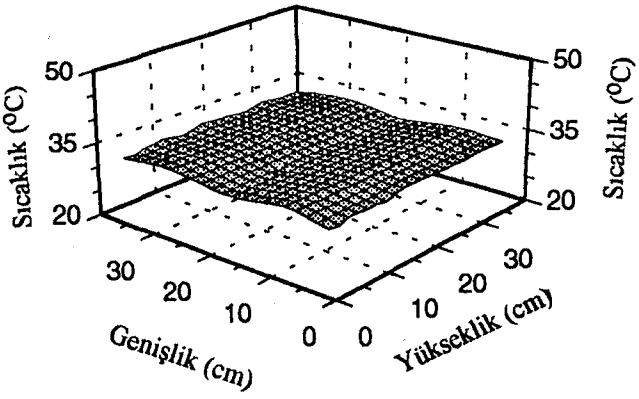
(a)



(b)

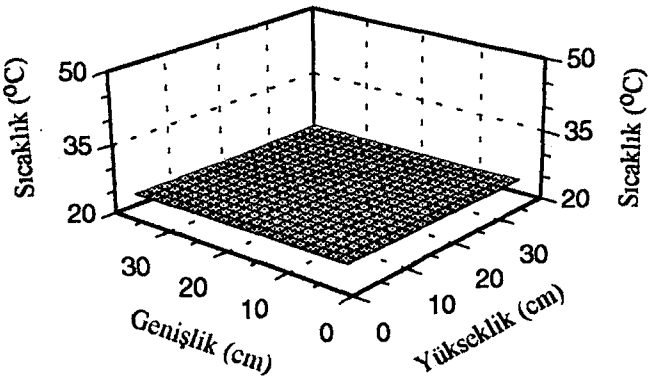


(c)

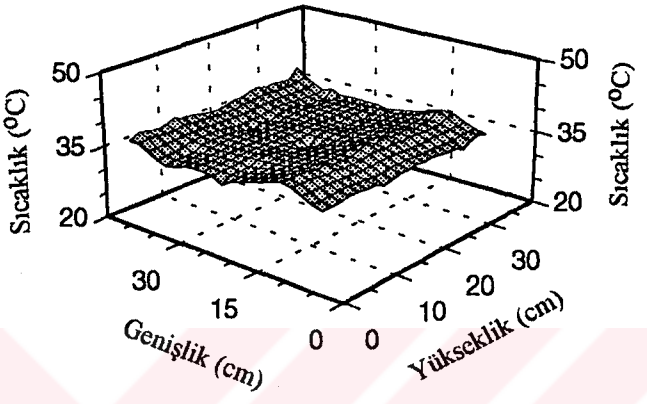


(d)

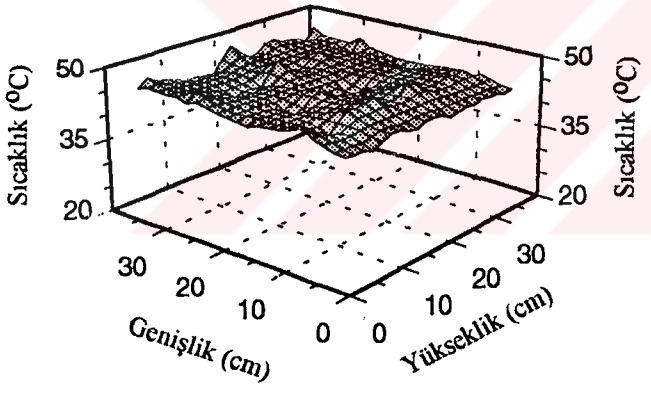
Şekil 6.9 T_k = 60 °C , klape tam açık , N = 5 dev/dk için sıcaklık dağılımı
(a) Giriş 1 ; (b) Çıkış 1 ; (c) Giriş 2 ; (d) Çıkış 2 ;



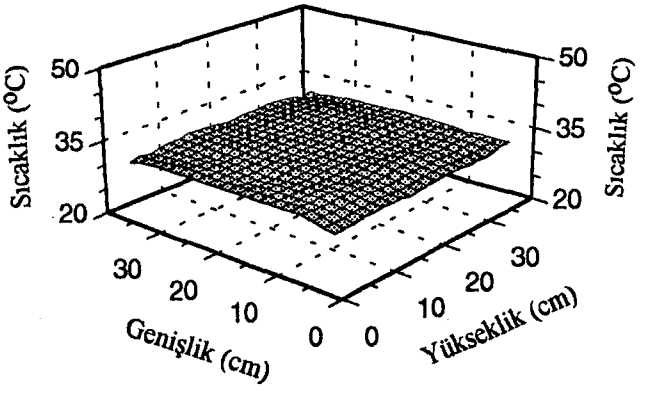
(a)



(b)

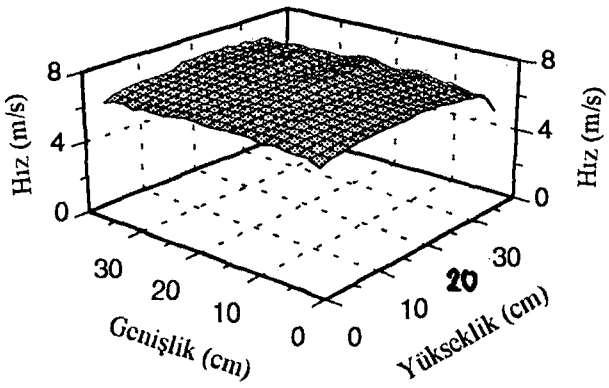


(c)

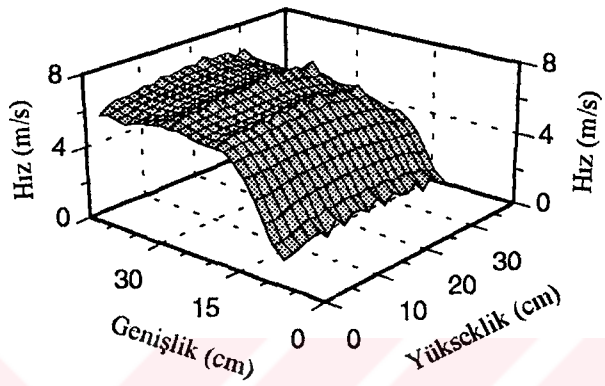


(d)

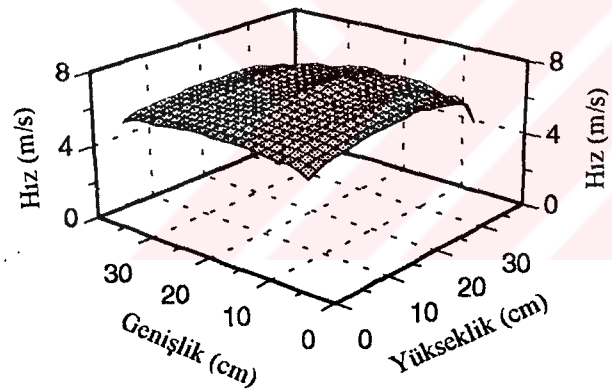
Şekil 6.10 T_k= 60 °C , klape tam açık, N = 7 dev/dk için sıcaklık dağılımı
(a) Giriş 1 ; (b) Çıkış 1 ; (c) Giriş 2 ; (d) Çıkış 2 ;



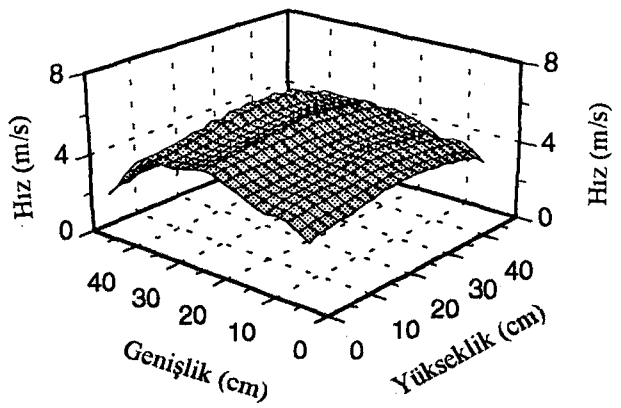
(a)



(b)

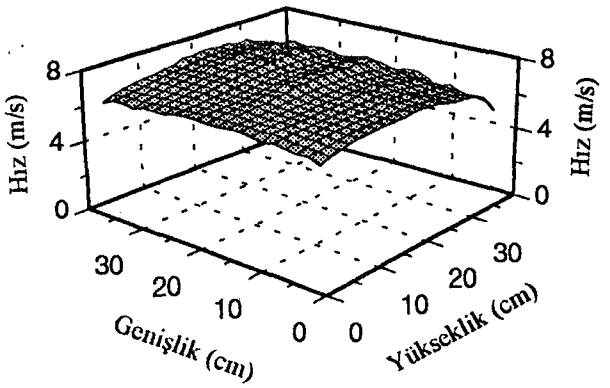


(c)

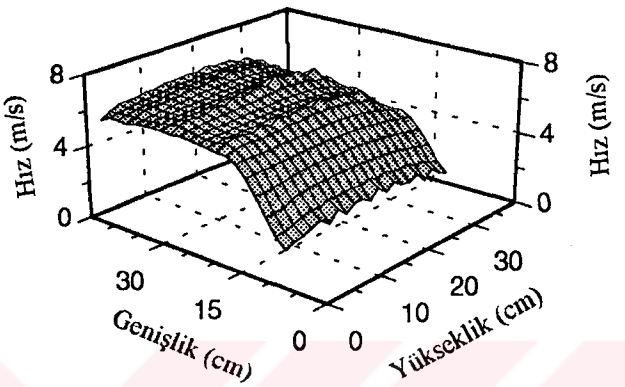


(d)

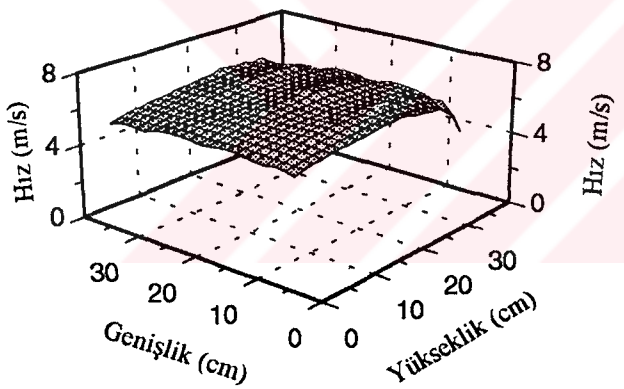
Şekil 6.11 T_k = 60 °C, klape tam açık, N = 2 dev/dk için hız dağılımı
(a) Giriş 1 ; (b) Çıkış 1 ; (c) Giriş 2 ; (d) Çıkış 2 ;



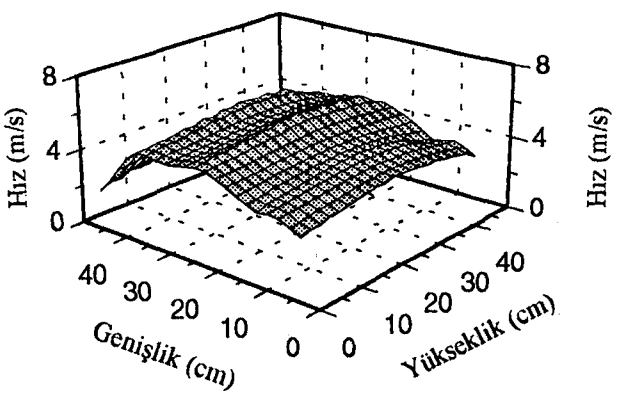
(a)



(b)

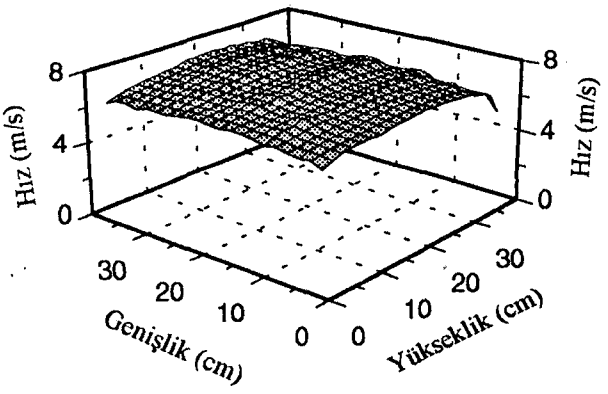


(c)

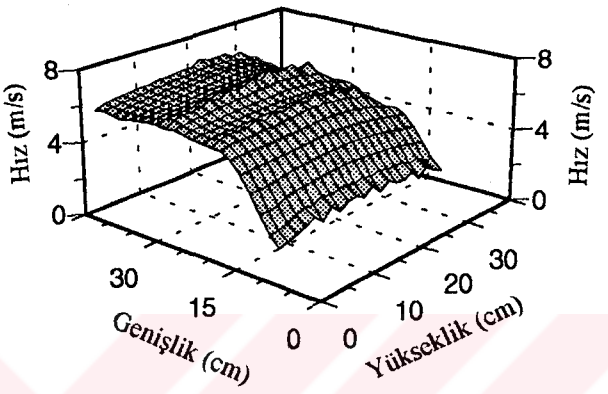


(d)

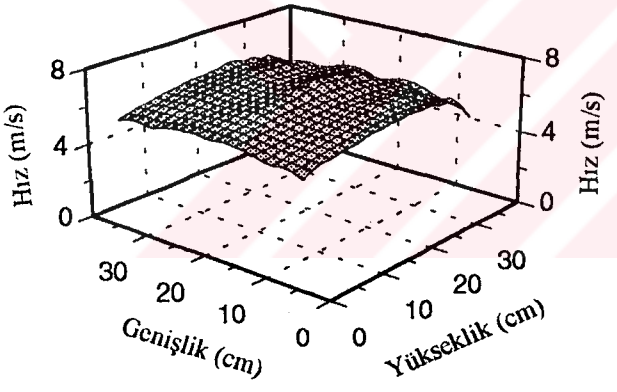
Şekil 6.12 T_k = 60 °C , klape tam açık, N = 4 dev/dk için hız dağılımı
(a) Giriş 1 ; (b) Çıkış 1 ; (c) Giriş 2 ; (d) Çıkış 2 ;



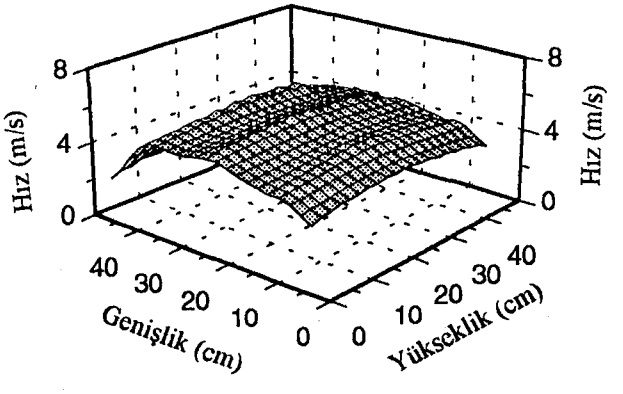
(a)



(b)

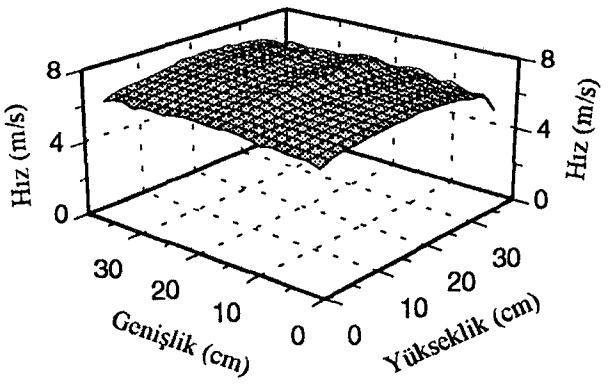


(c)

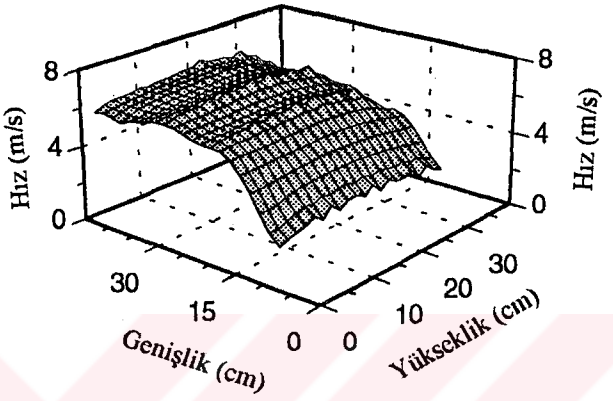


(d)

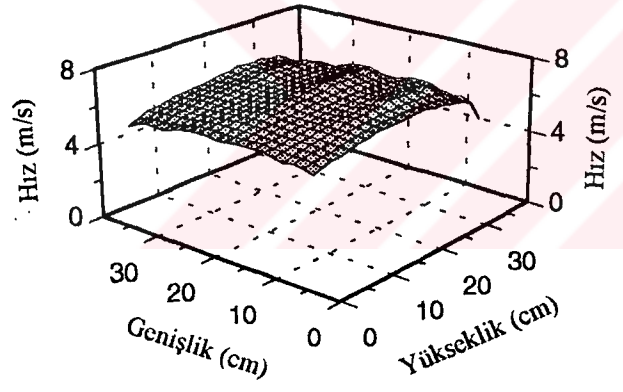
Şekil 6.13 T_k=60 °C , klape tam açık , N = 5 dev/dk için hız dağılımı
(a) Giriş 1 ; (b) Çıkış 1 ; (c) Giriş 2 ; (d) Çıkış 2 ;



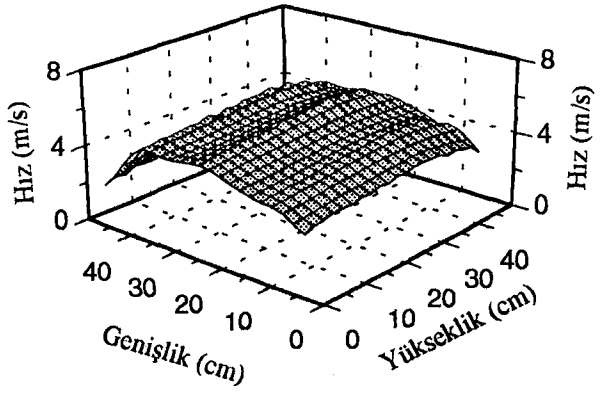
(a)



(b)

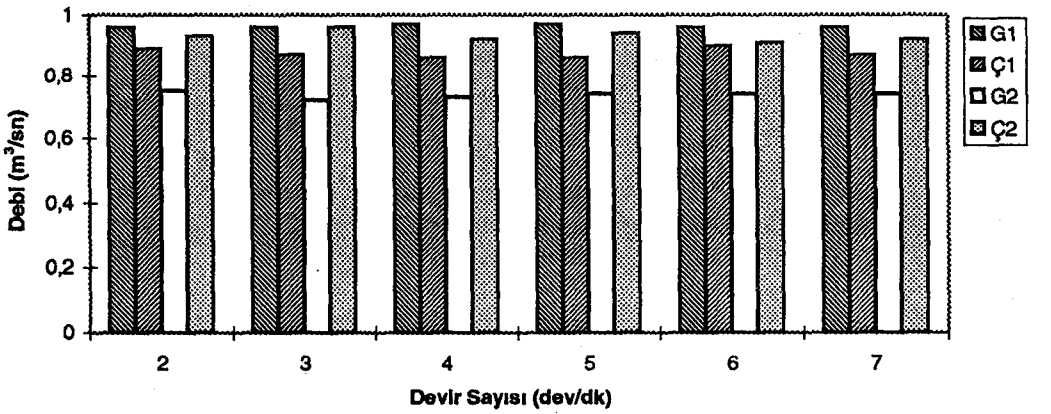


(c)

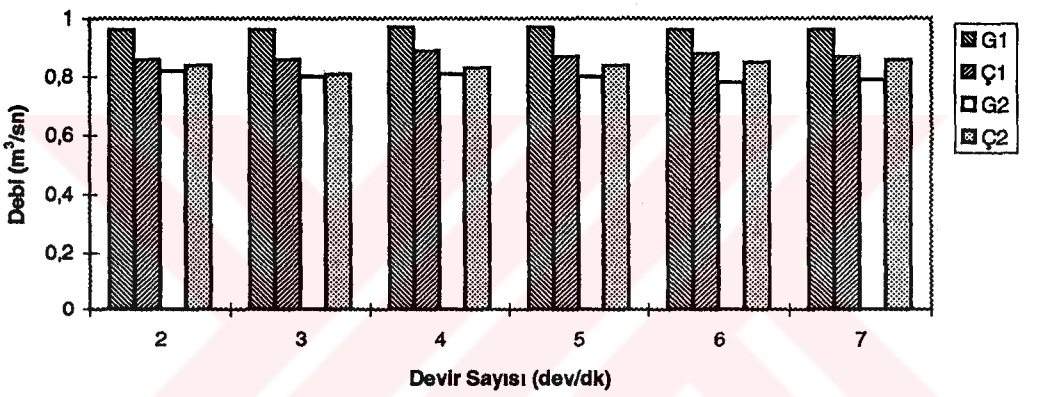


(d)

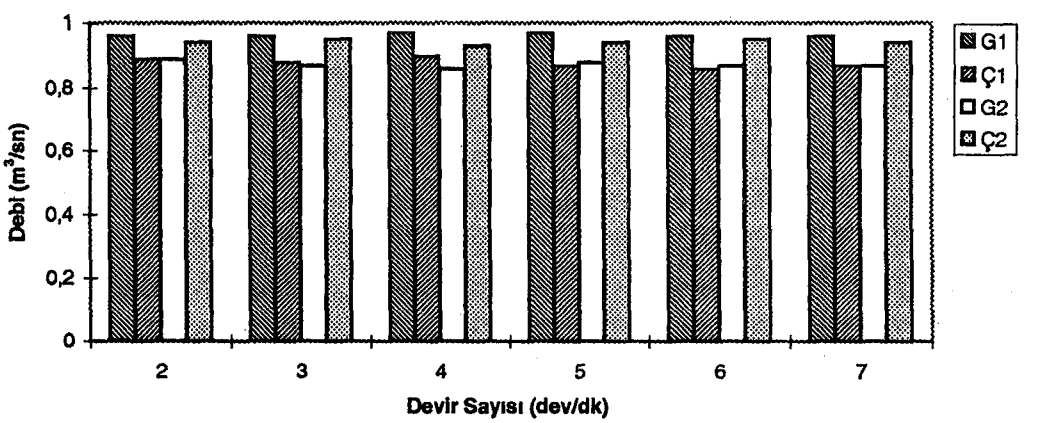
Şekil 6.14 T_k= 60 °C , klape tam açık , N = 7 dev/dk için hız dağılımı
(a) Giriş 1 ; (b) Çıkış 1 ; (c) Giriş 2 ; (d) Çıkış 2 ;



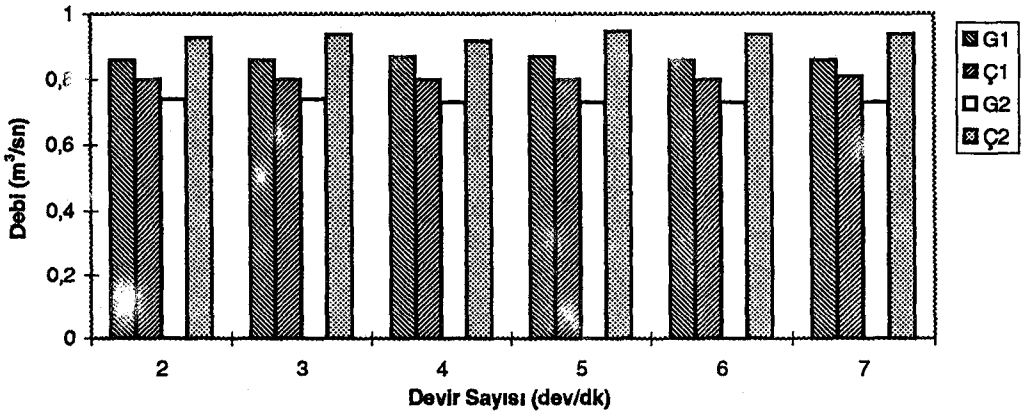
Şekil 6.15 T_k = 60 °C , klape tam açık konumdayken debinin devir sayısı ile değişimi



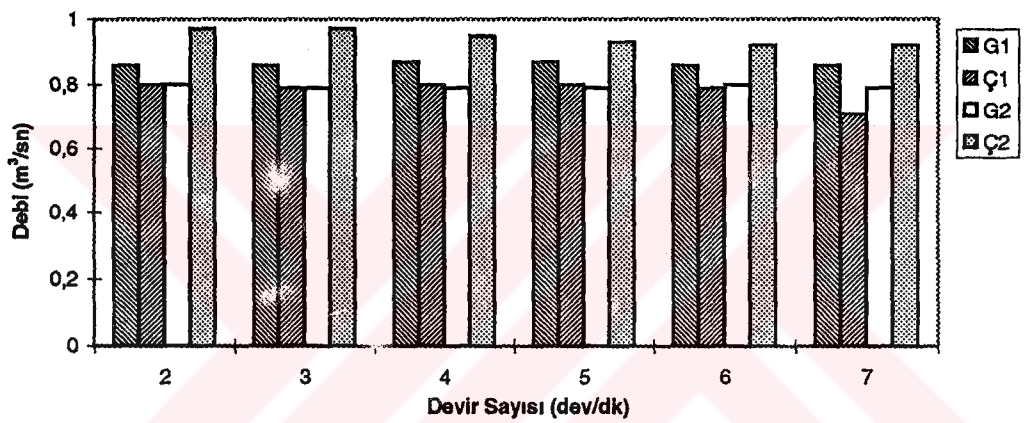
Şekil 6.16 T_k = 70 °C , klape tam açık konumdayken debinin devir sayısı ile değişimi



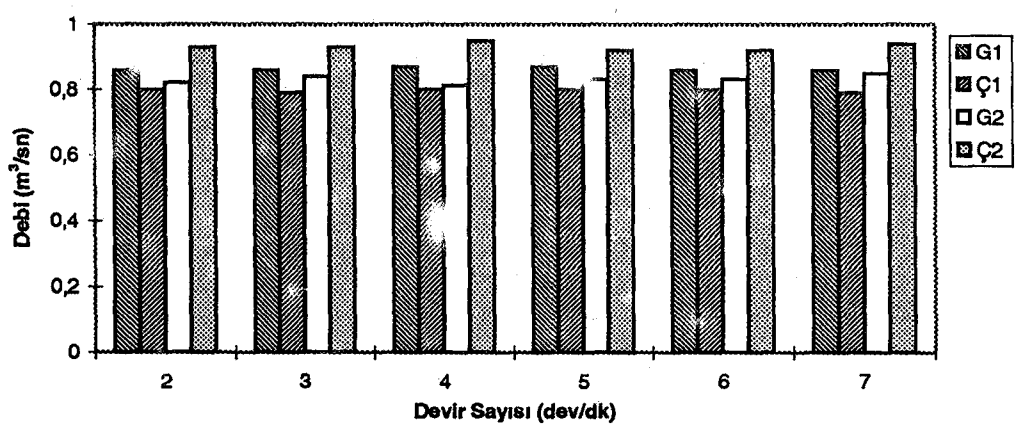
Şekil 6.17 T_k = 80 °C , klape tam açık konumdayken debinin devir sayısı ile değişimi



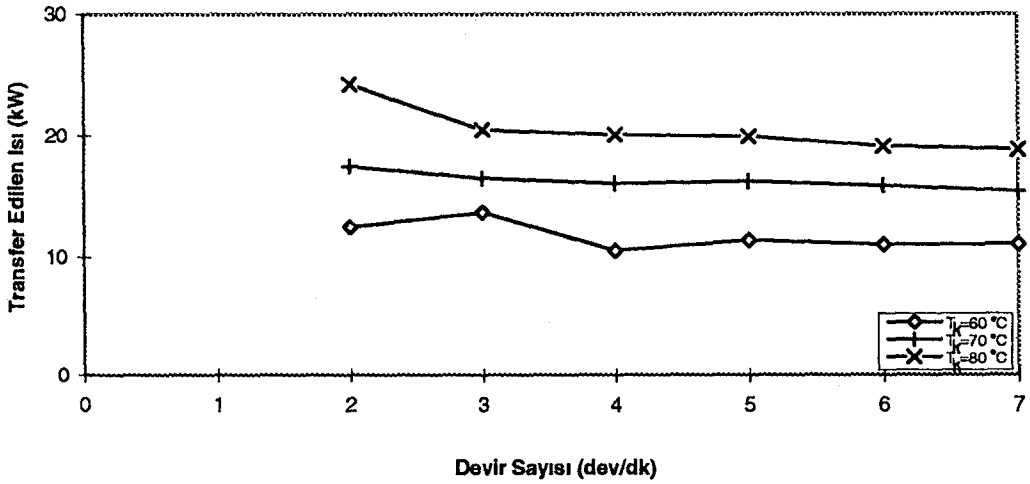
Şekil 6.18 T_k = 60 °C , klape yarım açık konumdayken debinin devir sayısı ile değişimi



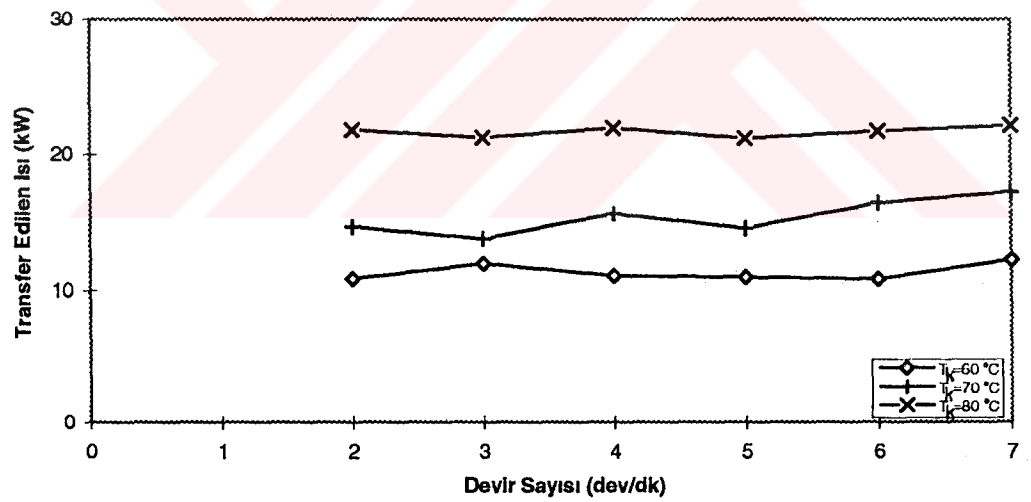
Şekil 6.19 T_k = 70 °C , klape yarım açık konumdayken debinin devir sayısı ile değişimi



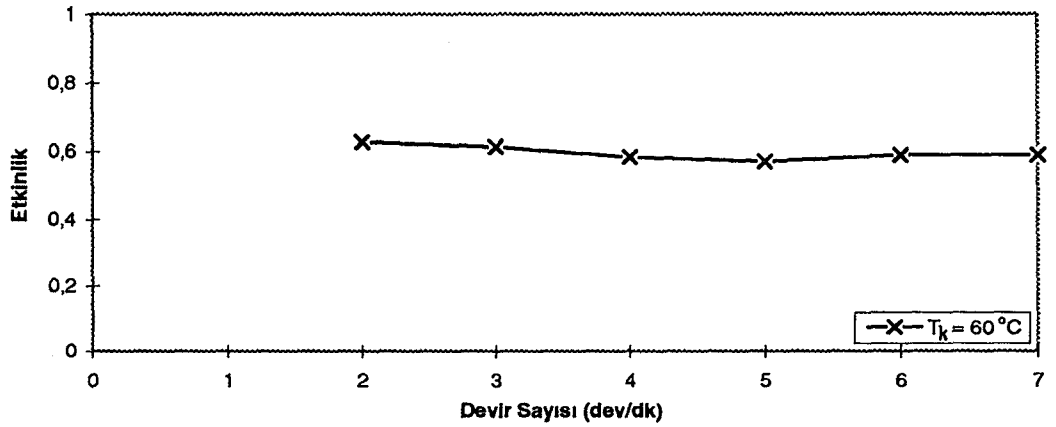
Şekil 6.20 T_k = 80 °C , klape yarım açık konumdayken debinin devir sayısı ile değişimi



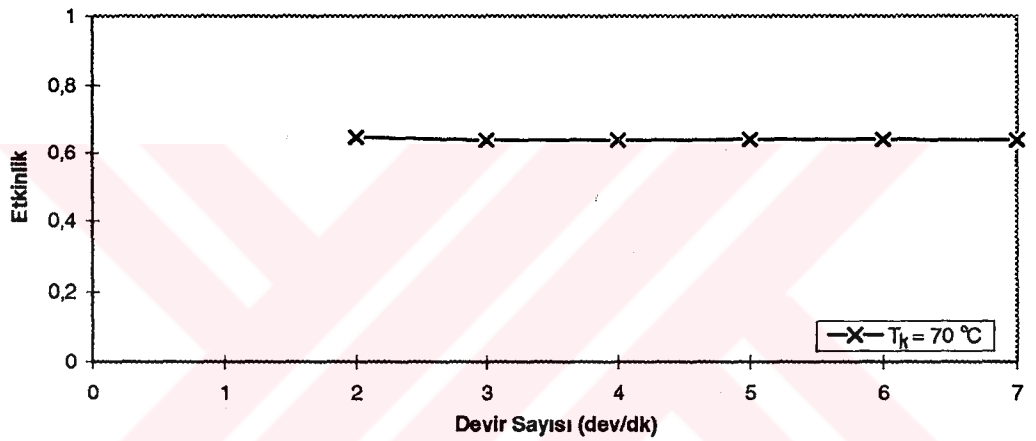
Şekil 6.21 Klape tam açık konumdayken ısı transferinin devir sayısıyla değişimi



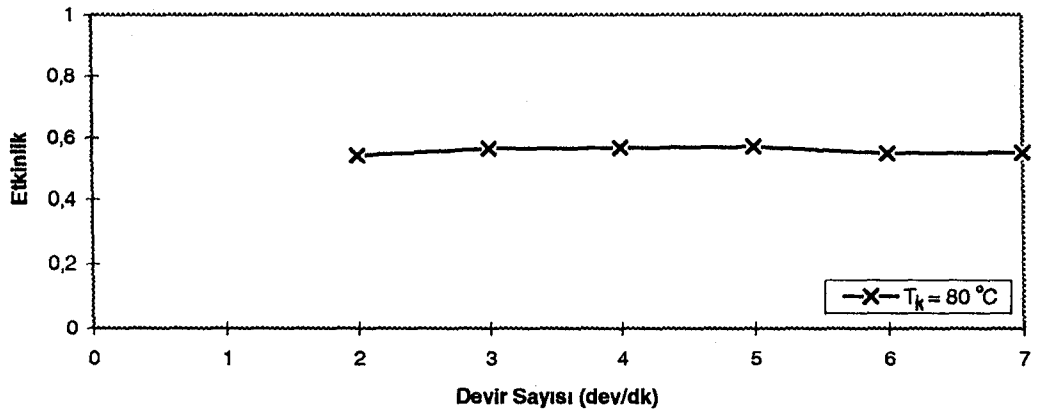
Şekil 6.22 Klape yarım açık konumdayken ısı transferinin devir sayısıyla değişimi



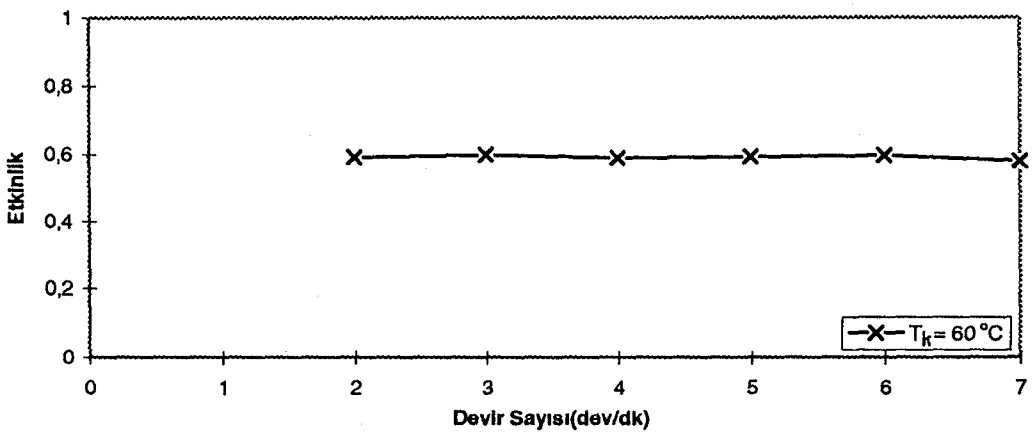
Şekil 6.23 T_k = 60 °C , klape tam açık konumdayken deneysel etkinliğin devir sayısı ile değişimi



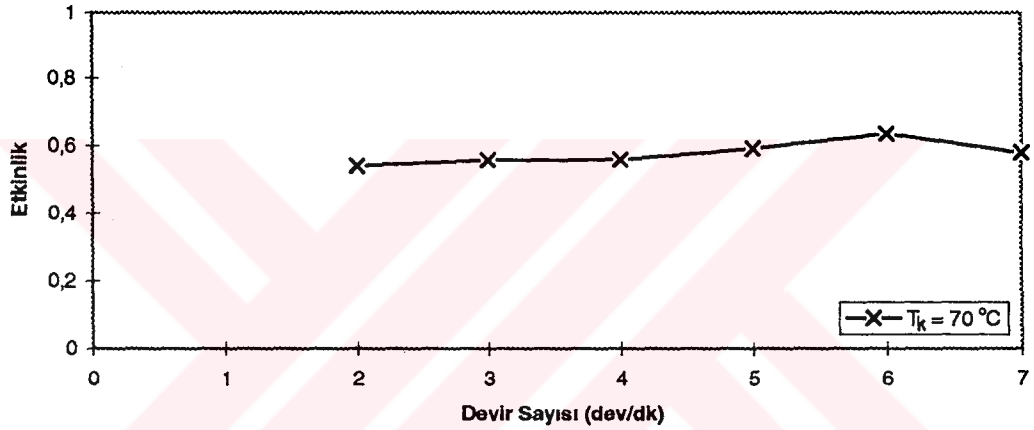
Şekil 6.24 T_k = 70 ° C , klape tam açık konumdayken deneysel etkinliğin devir sayısı ile değişimi



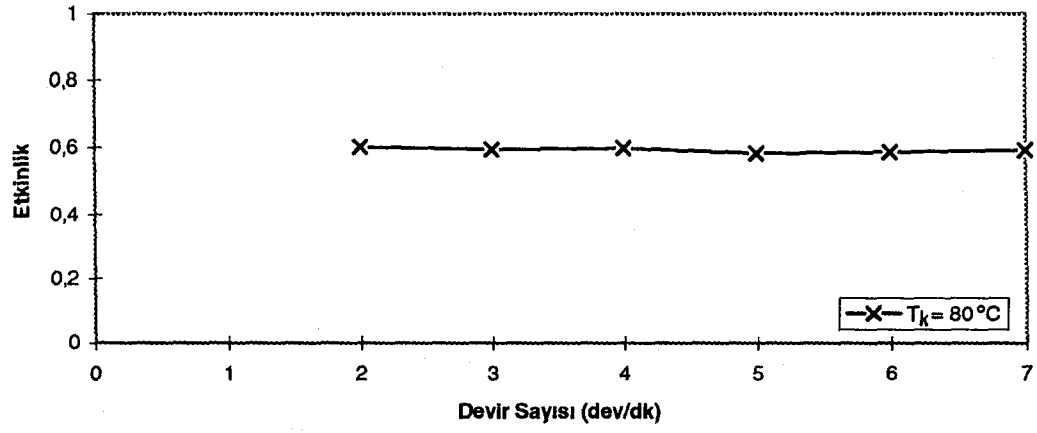
Şekil 6.25 T_k = 80 ° C , klape tam açık konumdayken deneysel etkinliğin devir sayısı ile değişimi



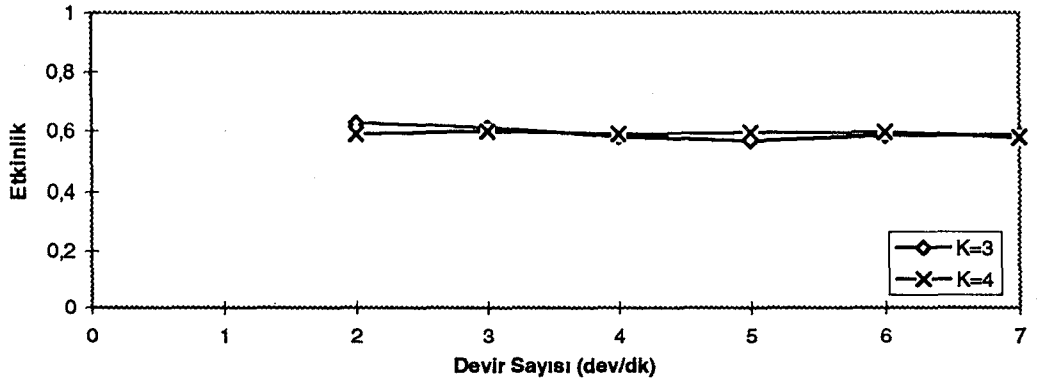
Şekil 6.26 $T_k = 60\ ^{o}C$, klape yarım açık konumdayken deneysel etkinliğin devir sayısı ile değişimi



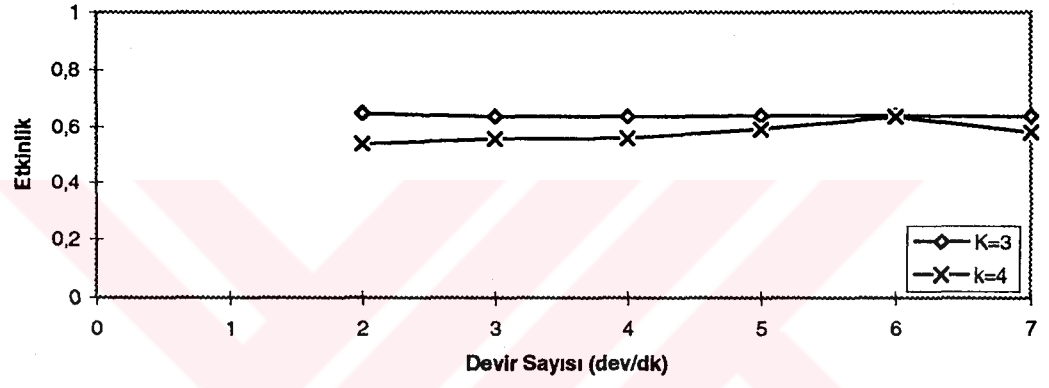
Şekil 6.27 $T_k = 70\ ^{o}C$, klape yarım açık konumdayken deneysel etkinliğin devir sayısı ile değişimi



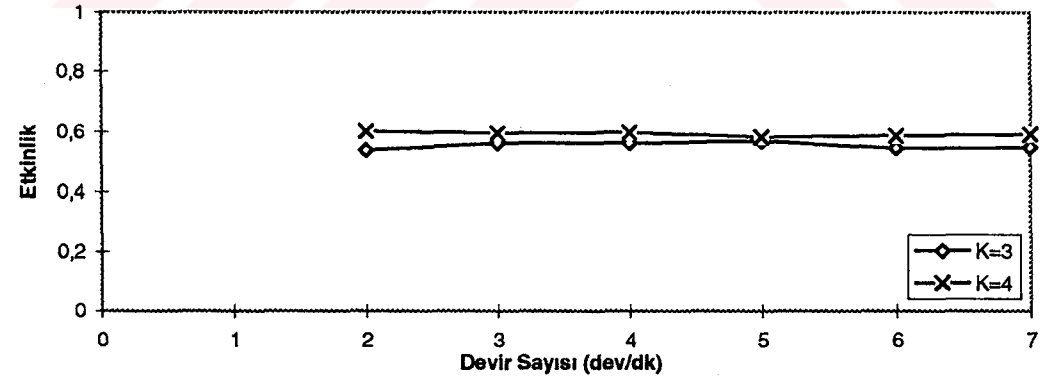
Şekil 6.28 $T_k = 80\ ^{o}C$, klape yarım açık konumdayken deneysel etkinliğin devir sayısıyla değişimi



Şekil 6.29 T_k = 60 °C için klape konumuna göre deneysel etkinliğin devir sayısı ile değişimi

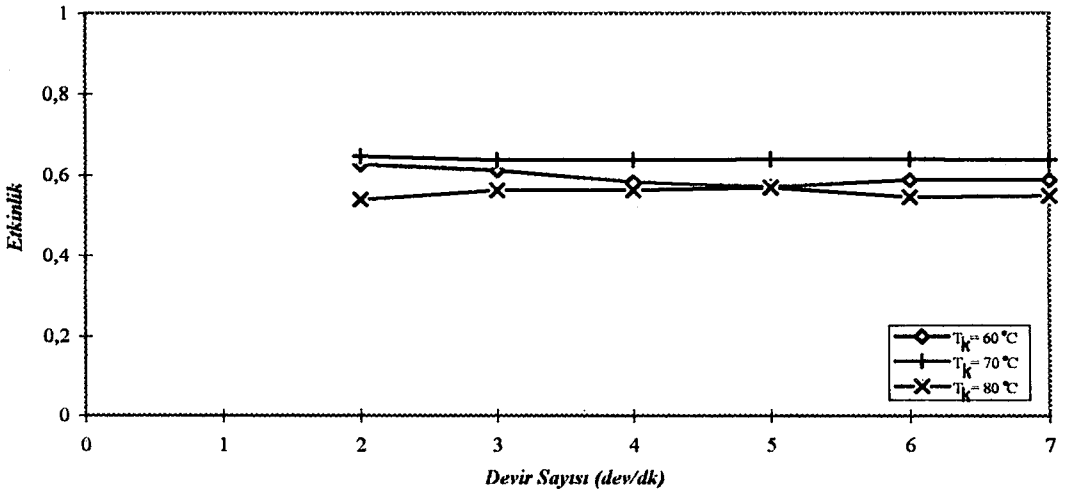


Şekil 6.30 T_k = 70 °C için klape konumuna göre deneysel etkinliğin devir sayısı ile değişimi

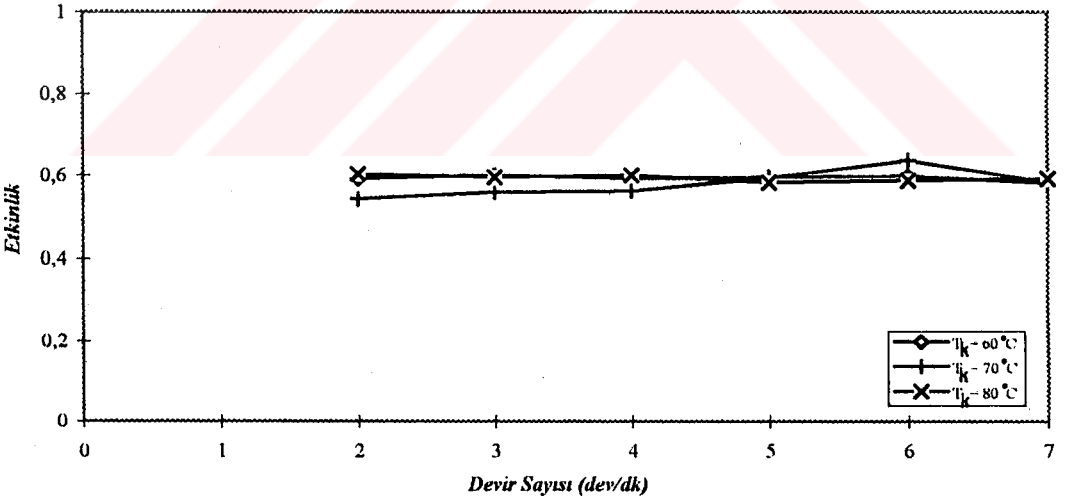


Şekil 6.31 T_k = 80 °C için klape konumuna göre deneysel etkinliğin devir sayısı ile değişimi

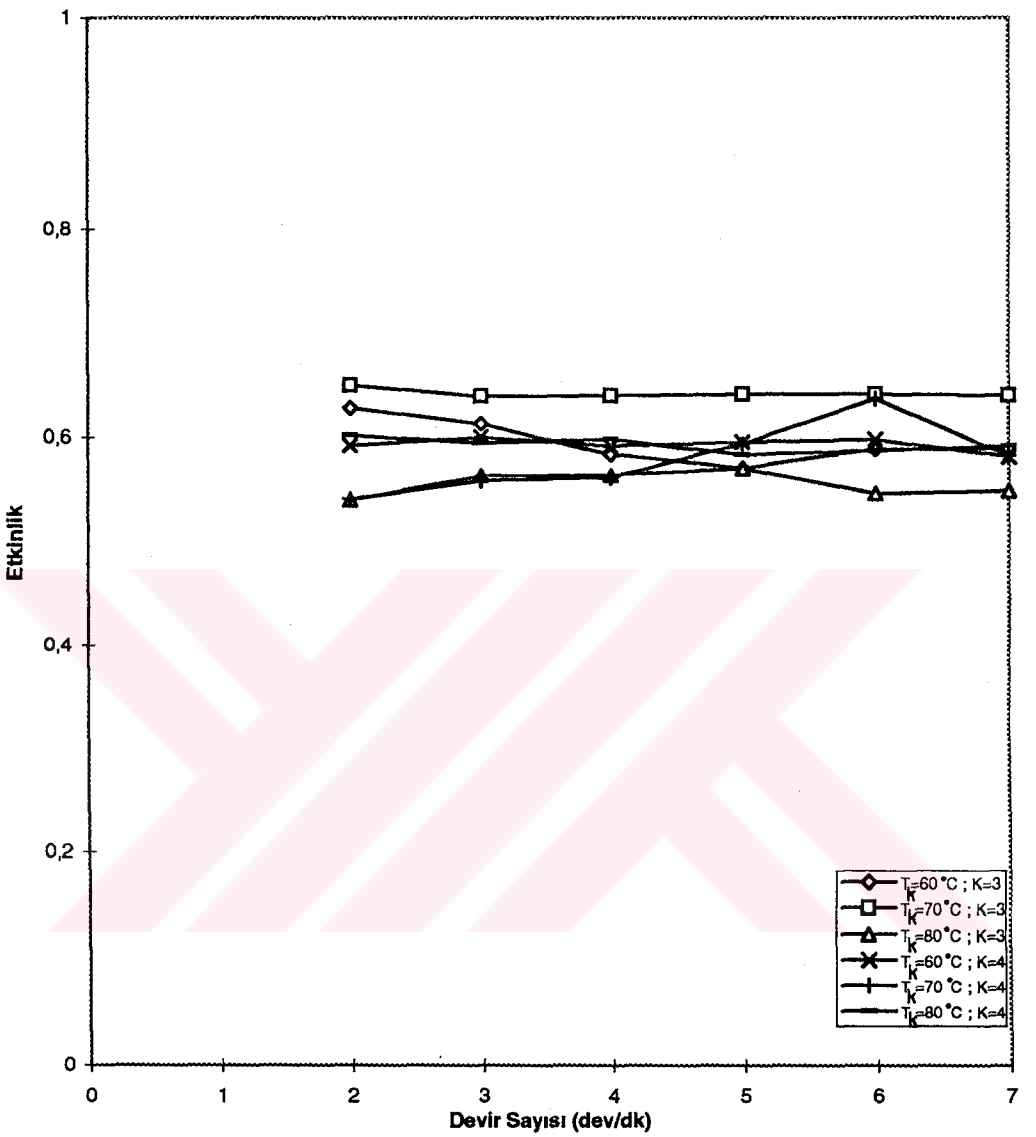
K=3 : Klape tam açık konumda
K=4 : Klape yarım açık konumda



Şekil 6.32 Klape tam açık konumdayken deneysel etkinlik



Şekil 6.33 Klape yarım açık konumdayken deneysel etkinlik



Şekil 6.34 Bütün deney şartlarında deneysel etkinliğin devir sayısıyla değişimi

T_k=60 °C ; K=3 : Kat kaloriferi 60 °C sıcaklıkta klape tam açık konumunda
T_k=70 °C ; K=3 : Kat kaloriferi 70 °C sıcaklıkta klape tam açık konumunda
T_k=80 °C ; K=3 : Kat kaloriferi 80 °C sıcaklıkta klape tam açık konumunda
T_k=60 °C ; K=4 : Kat kaloriferi 60 °C sıcaklıkta klape yarım açık konumunda
T_k=70 °C ; K=4 : Kat kaloriferi 70 °C sıcaklıkta klape yarım açık konumunda
T_k=80 °C ; K=4 : Kat kaloriferi 80 °C sıcaklıkta klape yarım açık konumunda

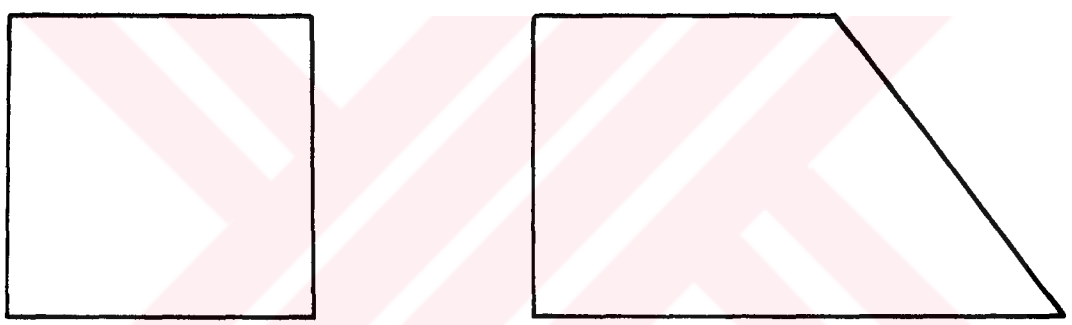
6.2. Deney Sonuçlarının Tartışılması:

Bölüm 6.1 ' de deneylerden elde edilen ve Şekil 6.1, 6.2, 6.3, 6.4, 6.5 ve 6.6 ' da verilen basınç düşümü, ayrıca bölüm 5.5 ' de verilen eşitlikler yardımıyla da hesaplanmıştır. Deneylerden elde edilen ve eşitlik yardımıyla hesaplanan basınç düşümü değerleri değişik devir sayıları için Şekil 6.36, 6.37 ve 6.38 ' de klape tam açık ve Şekil 6.39, 6.40 ve 6.41 ' dE ise klape yarım açık konumu için verilmiştir. Bu şekillerden de görüleceği üzere temiz hava tarafındaki basınç düşümü atık hava tatafındaki basınç düşümünden daha yüksektir. Temiz hava rejeneratöre bir fan vasıtasıyla üflenmektedir. Bu sebeple Giriş 1 kısmında ölçülen basınç değerleri diğerlerine göre çok daha yüksektir. Rejeneratörden geçen temiz havanın basıncı düşmektedir. Benzer şekilde, atık hava tarafında da yaklaşık 300 Pa değerinde bir basınç düşümü meydana gelmektedir. Ancak atık hava tarafındaki basınç düşümü temiz hava tarafındaki basınç düşümünden daha küçüktür. Bunun sebebi ise atık hava debisinin kaçaklardan dolayı temiz hava debisinden daha düşük olmasıdır. Şekillerden eşitlikler yardımıyla hesaplanan basınç düşümünün hem temiz hava hem de atık hava için deneylerden elde edilen basınç düşümü değerlerinden daha küçük olduğu görülmektedir. İkisi arasındaki fark, temiz hava tarafında % 25, atık hava tarafında ise % 12 mertebesindedir. Deneysel belirsizlikler ve eşitliklerde yer alan sabitler göz önüne alınırsa eşitliklerin döner rejeneratördeki basınç düşümünü tahmin etmede güvenle kullanılabileceğini söylemek mümkündür.

3 boyutlu olarak çizilmiş olan rejeneratöre giriş ve çıkışlarda kanal kesitlerindeki yükseklik - genişlik - sıcaklık grafiklerinden (Şekil 6.7, 6.8, 6.9 ve 6.10) sıcaklık dağılımının devir sayısıyla dikkate değer derecede değişmediği, dağılımların her devir sayısında birbirine benzer oldukları görülmektedir. Yalnız sıcaklık dağılımının özellikle Giriş 2 kesitinde bir dalgalanmaya sahip olduğu dikkati çekmektedir. Bu, Giriş 2 kesitindeki ısıl elemanların kalibrasyonundaki hatalardan ve kat kaloriferinden kaynaklanmaktadır. Ölçümlere başlamadan önce kat kaloriferi istenilen sıcaklığa (60 ^{o}C, 70 ^{o}C ve 80 ^{o}C) ayarlanmakta ve bu sıcaklık değeri kat kaloriferinde elde edildikten sonra ölçümlere başlanmaktadır. Fakat kat kaloriferi, ayar sıcaklığı etrafında belirli bir sıcaklık aralığında çalışmaktadır. Sıcaklık, ayar sıcaklığını belirli bir miktar aşınca, brülör durmakta, ancak ayar sıcaklığının belirli bir miktar altına düşünce tekrar devreye girmektedir. Kat kaloriferi tarafından ısıtılan serpantinden geçen hava ilk olarak Giriş 2 ' ye gittiği için Giriş 2 ' de böyle bir sıcaklık dalgalanmasının meydana gelmesi

muhtemeldir. Giriş 2 ' deki sıcaklık dalgalanması rejeneratör içinde de önem kazandığından Çıkış 1 ' de de az da olsa bazı dalgalanmalar meydana gelebilmektedir.

Hız dağılımı grafikleri de sıcaklık dağılımı grafiklerine benzer şekilde çizilmişitir. Yine hız dağılımının da devir sayısından etkilenmediğini söylemek mümkündür. Bölüm 6.1 ' de verilen ilgili grafiklerde (Şekil 6.11, 6.12, 6.13 ve 6.14) görülen hız dağılımı profilleri, kare kesitli bir kanaldan geçen bir akışkanın sahip olduğu hız profiline benzemektedir. Ancak Çıkış 1 kesitininin belirli bir bölümünde hız diğer bölümlere göre daha düşüktür. Bu durum şu şekilde açıklanabilir: Giriş 1, Giriş 2 ve Çıkış 2 ' de kanallar kare kesitlidir. Fakat Çıkış 1 ' de kanal kesiti kare değildir. Giriş1, Çıkış 1, Giriş2 ve Çıkış 2 ' nin kanal kesitleri Şekil 6.35 ' de görülmektedir. Kesit genişlemesinin bir sonucu olarak hız bu bölgede düşmektedir.



Şekil 6.35 Kanal kesitleri a) Giriş 1, Giriş 2 ve Çıkış 2 kesiti, b) Çıkış 1 kesiti

Debinin devir sayısı ile değişimini gösteren grafiklerden (Bölüm 6.1, Şekil 6.15, 6.16, 6.17, 6.18, 6.19 ve 6.20) Giriş 1 ve Çıkış 1 arasında debide bir azalma olduğunu görmek mümkündür. Bu bölgeler temiz havanın rejeneratöre girip çıktığı yerlerdir. Temiz havanın bir bölümü dış ortama sızmakta bir kısmı ise Çıkış 2 tarafına geçmektedir. Kanal kesitlerindeki sızıntı kayıplarını en aza indirmek için azami gayret sarfedilmekle birlikte bunları sıfira indirmek mümkün olmamıştır. Bunun sonucu olarak ta bazı deneylerde Çıkış 1' den Giriş 2' ye giderken debide bir azalma görülmektedir. Giriş 2 ' den Çıkış 2 ' ye geçerken debi değeri yükselmektedir. Bunun sebebi ise temiz havanın bir bölümünün rejeneratör içerisinde by-pass yaparak atık havaya karışmasıdır. Sonuç

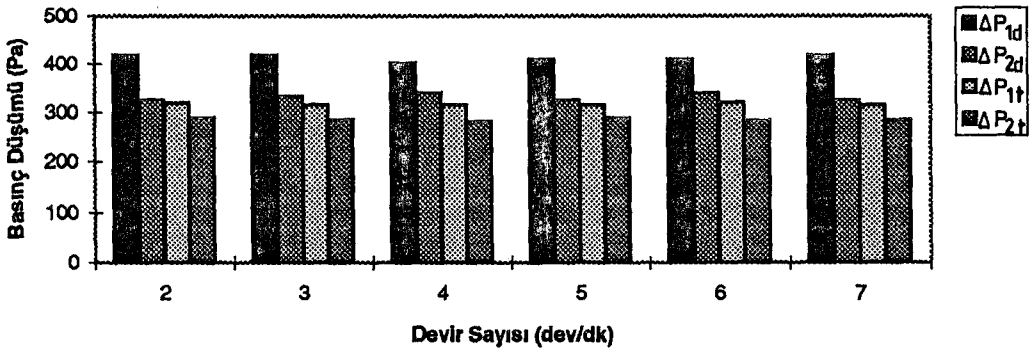
olarak kaçaklar hemen hemen % 9 mertebesinde kalmaktadır. Bu sonuçların makul olduğunu söylemek mümkündür.

Bulunan deneysel etkinliğin bölüm 5.5 ' te verilen eşitlikler yardımıyla ve diferansiyel denklemlerin sayısal çözümünden elde edilen etkinliklerle karşılaştırılması aşağıda yapılmıştır.

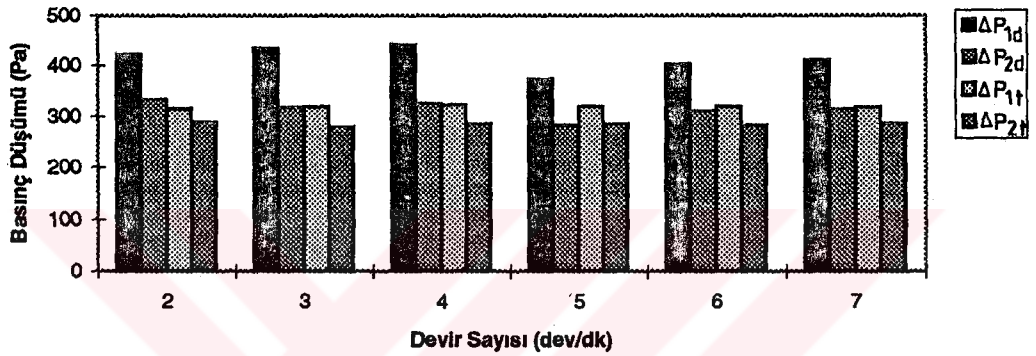
Değişik kat kaloriferi sıcaklıklarında elde edilen etkinliklerin devir sayısıyla değişimi klapenin tam açık olması durumunda Şekil 6.42, 6.43 ve 6.44 de ve klapenin yarım açık olması durumunda ise Şekil 6.45, 6.46 ve 6.47 ' de verilmiştir. Bu şekillerde deneylerde kullanılan rejeneratör için deney yapılan koşullarda Yılmaz ve arkadaşları (1996) tarafından verilen eşitlikler kullanılarak hesaplanan etkinliğin (teorik) deneylerden elde edilen etkinlikle karşılaştırılması yer almaktadır. Ayrıca rejeneratör içerisindeki ısı transferi için yazılan diferansiyel denklemlerin çözümünden Ünal (1996) tarafından elde edilen sayısal sonuçlar da gösterilmiştir. Deneysel ve sayısal etkinlikler birbirleriyle uyum içindedir. Bu ise Ünal tarafından verilen diferansiyel denklemlerin ve çözüm metodunun geçerliliğini ortaya koymaktadır. Teorik etkinlikler ise bu iki etkinlikten biraz daha yüksektir. Çünkü teorik etkinliklerin hesaplanmasında kullanılan eşitliklerin elde edilmesinde belirli kabuller yapılmıştır. Gerçekte ise bu kabullerin tamamı geçerli değildir. Teorik etkinlikler % 70 civarında değerler alırken deneysel ve sayısal etkinlikler % 60 civarında değerler almaktadır. Bu etkinlik değerleri ise literatürde verilen değerlerle yakınlık göstermektedir. Pratikte kullanılan rejeneratörlerin etkinlikleri % 60 - 80 civarındadır (Yılmaz ve Cihan, 1993).

Bölüm 6.1, Şekil 6.21 ve 6.22 ' de rejeneratörde transfer edilen ısının devir sayısıyla bir değişim içinde olmadığı ve klape konumundan etkilenmediği görülmektedir. Fakat atık hava sıcaklığını belirleyen kat kaloriferi sıcaklığının artmasıyla transfer edilen ısı da artmaktadır. Kat kaloriferi 60 ^{o}C sıcaklığındayken yaklaşık olarak 12 kW ' lık bir ısı transfer edilirken kalorifer sıcaklığı 70 ^{o}C olduğunda 16 kw, 80 ^{o}C olduğunda ise 21 kW ısı transfer edilmektedir.

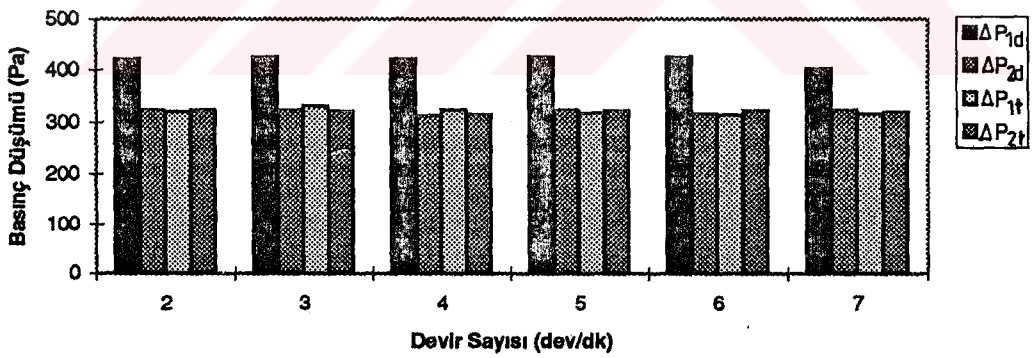
Sonuç olarak bu çalışmada ele alınan devir sayıları (2 ile 7 devir/dakika) için devir sayısının etkinlik üzerinde bir etkisinin olmadığı anlaşılmaktadır. Fakat Şekil 6.48 ' de verilen ve Ünal (1996) tarafından elde edilmiş olan grafikten bu çalışmada test edilen devir sayılarının, etkinliğin sabit kaldığı bölgelere rastladığı görülmektedir. Etkinliğin devir sayısıyla değişimini görebilmek için devir sayısının etkinliği etkilediği bölge yani daha düşük devirler seçilmelidir.



Şekil 6.36 T_k = 60 °C , klape tam açık konumdayken deneysel ve teorik basınç düşümünün devir sayısı ile değişimi



Şekil 6.37 T_k = 70 °C , klape tam açık konumdayken deneysel ve teorik basınç düşümünün devir sayısı ile değişimi



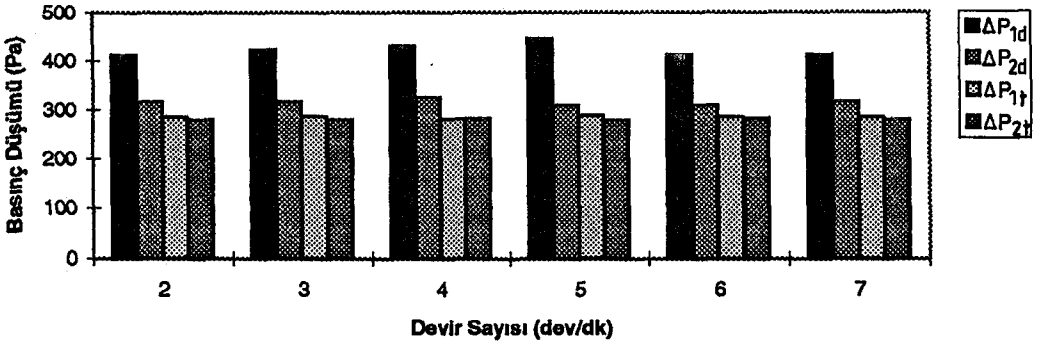
Şekil 6.38 T_k = 80 °C , klape tam açık konumdayken deneysel ve teorik basınç düşümünün devir sayısı ile değişimi

P_{1d} = Temiz hava tarafındaki deneysel basınç düşümü

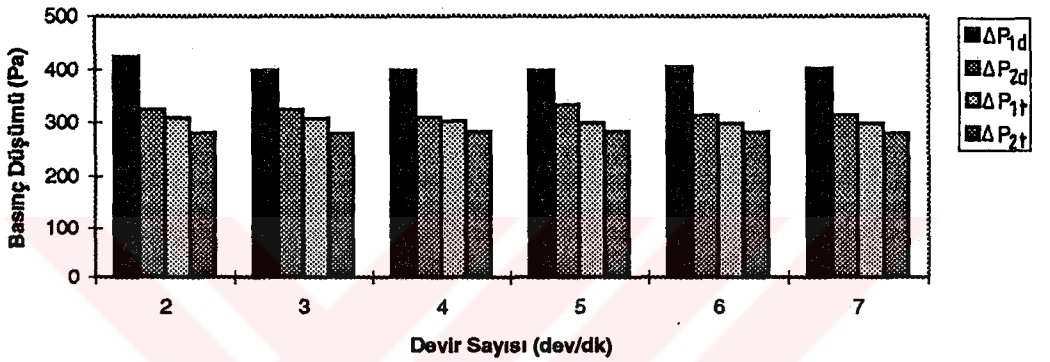
P_{2d} = Atık hava tarafındaki deneysel basınç düşümü

P_{1t} = Temiz hava tarafındaki teorik basınç düşümü

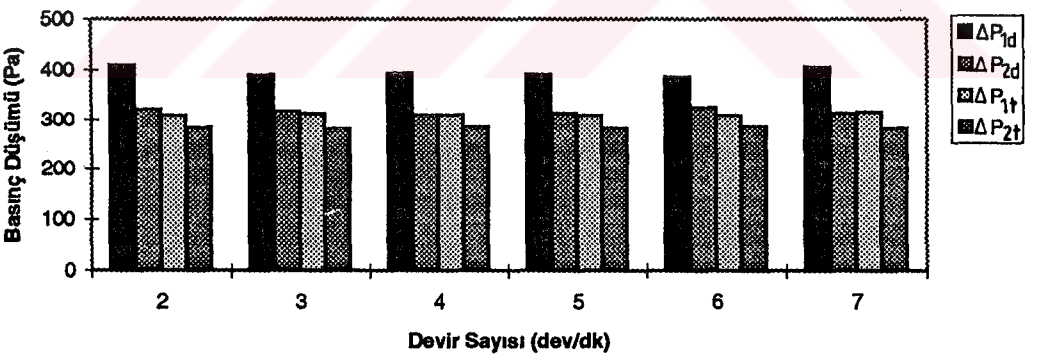
P_{2t} = Atık hava tarafındaki teorik basınç düşümü



Şekil 6.39 $T_k = 60^oC$, klape yarım açık konumdayken deneysel ve teorik basınç düşümünün devir sayısı ile değişimi



Şekil 6.40 $T_k = 70^oC$, klape yarım açık konumdayken deneysel ve teorik basınç düşümünün devir sayısı ile değişimi



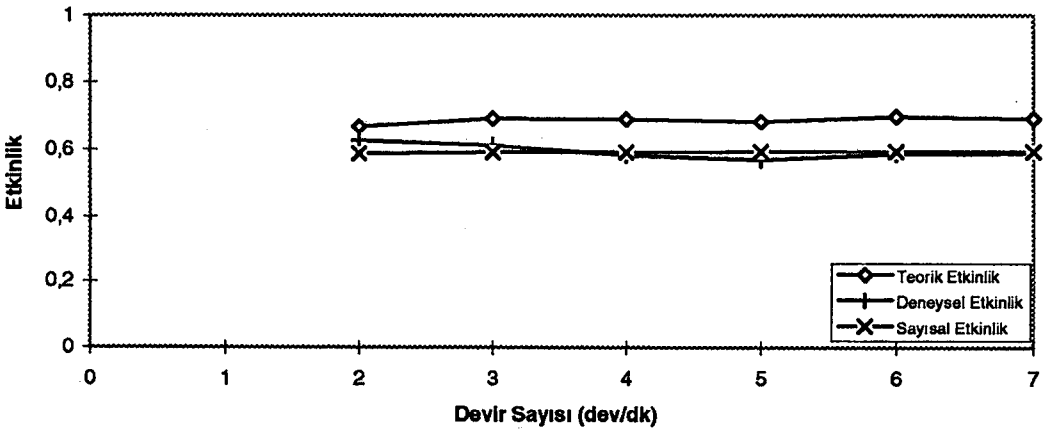
Şekil 6.41 $T_k = 80^oC$, klape yarım açık konumdayken deneysel ve teorik basınç düşümünün devir sayısı ile değişimi

P_{1d} = Temiz hava tarafındaki deneysel basınç düşümü

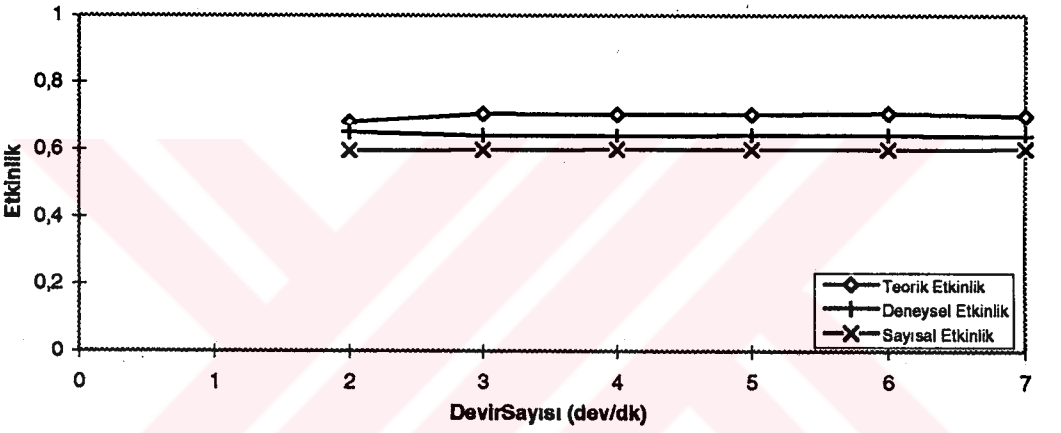
P_{2d} = Atık hava tarafındaki deneysel basınç düşümü

P_{1t} = Temiz hava tarafındaki teorik basınç düşümü

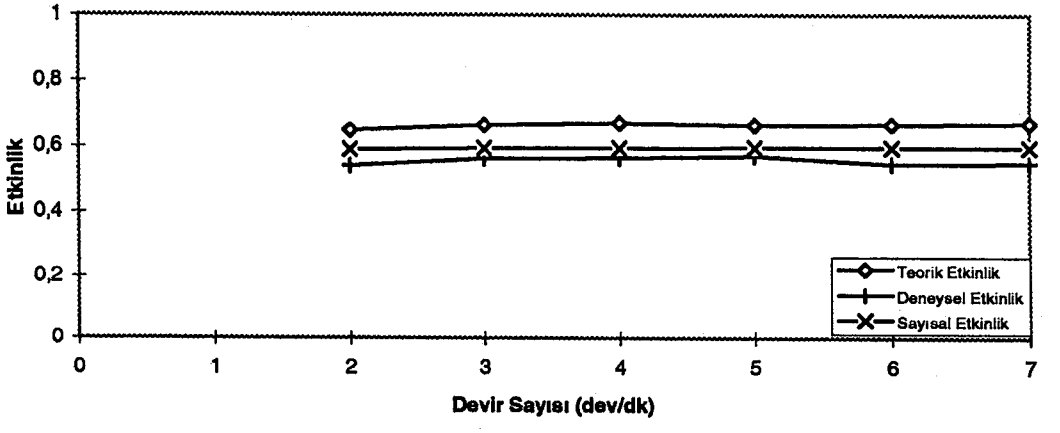
P_{2t} = Atık hava tarafındaki teorik basınç düşümü



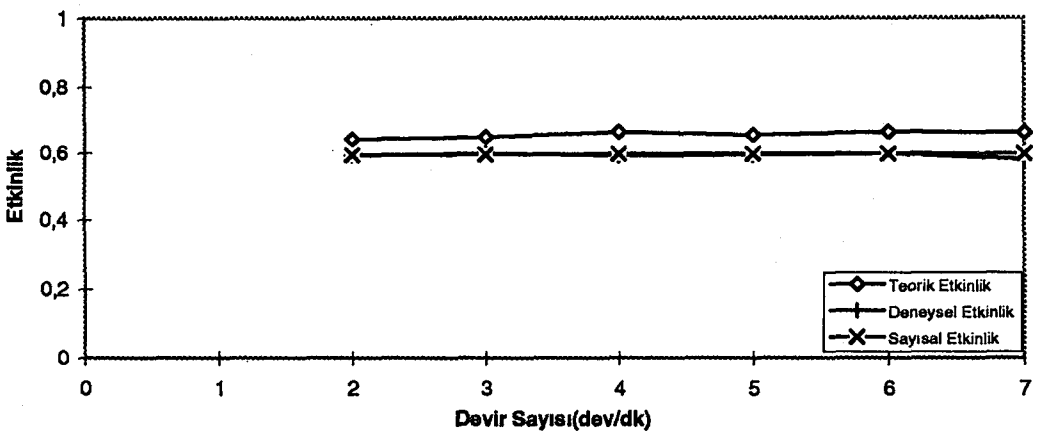
Şekil 6.42 $T_k = 60\ ^{\circ}C$, klape tam açık konumdayken etkinliğin devir sayısı ile değişimi



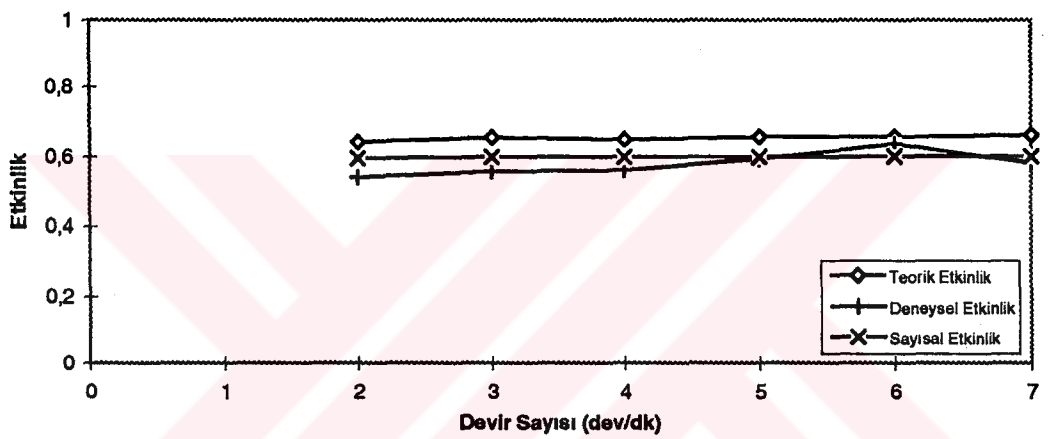
Şekil 6.43 $T_k = 70\ ^{\circ}C$, klape tam açık konumdayken etkinliğin devir sayısı ile değişimi



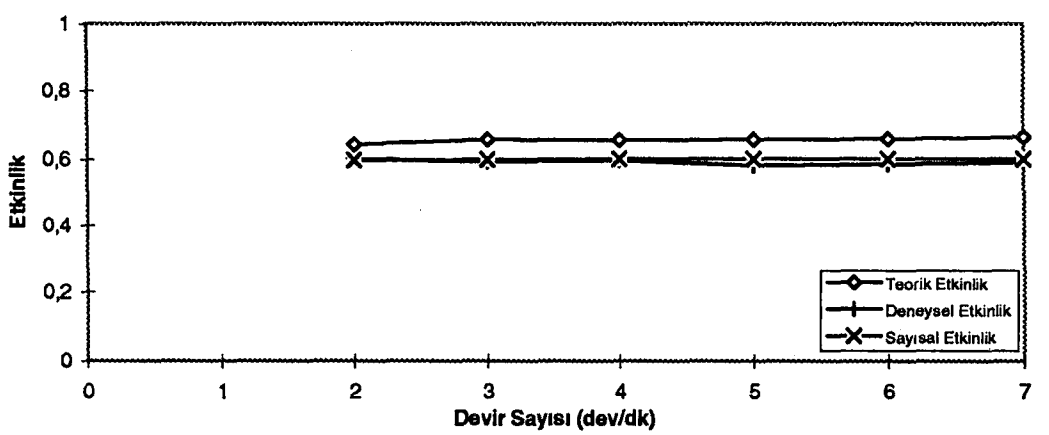
Şekil 6.44 $T_k = 80\ ^{\circ}C$, klape tam açık konumdayken etkinliğin devir sayısı ile değişimi



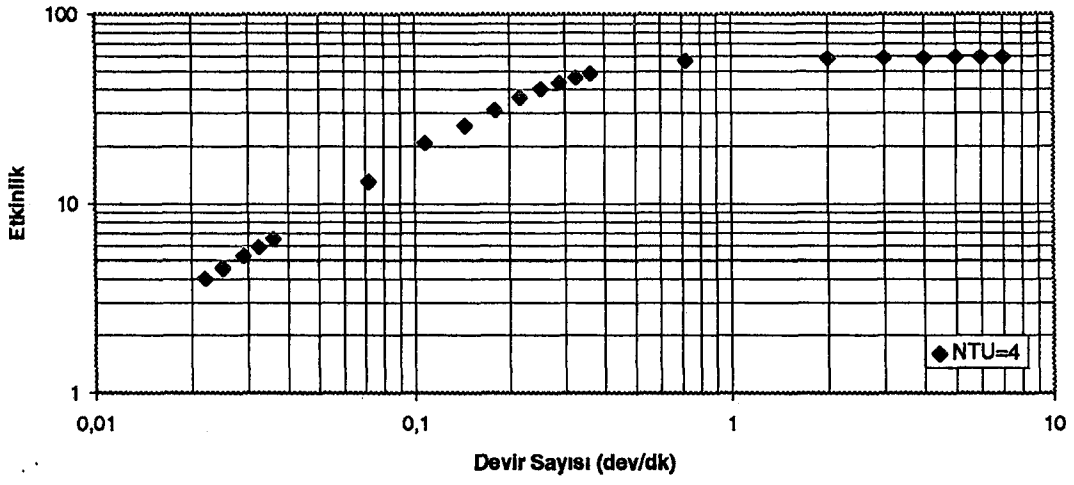
Şekil 6.45 $T_k = 60\ ^{o}C$, klape yarım açık konumdayken etkinliğin devir sayısı ile değişimi



Şekil 6.46 $T_k = 70\ ^{o}C$, klape yarım açık konumundayken etkinliğin devir sayısı ile değişim



Şekil 6.47 $T_k = 80\ ^{o}C$, klape yarım açık konumdayken etkinliğin devir sayısı ile değişimi



Şekil 6.48 Sayısal etkinliğin devir sayısıyla değişimi

7. ÖNERİLER:

Günümüz şartlarında döner rejeneratörler ülkemizde üretilmemekte dışardan ithal edilmektedir. Bu ise ilk yatırım maliyeti açısından pahalıya mal olmaktadır. Bu çalışmada kullanılan döner rejeneratör ise bölüm laboratuvarlarında ve elde bulunan kısıtlı imkanlarla imal edilmiştir. Buna karşın yapılan hesaplamalar sonucunda yaklaşık % 60 ' lık bir etkinlik değeri elde edilmiştir. Buna göre çok daha iyi şartlarla imal edilmiş olan ithal rejeneratörlerin etkinliğin de % 60 - 80 ' lere ulaşılabilineceğinden bu tip eşanjörlerin uygulamada kullanılması tavsiye edilebilir.

Bu çalışmanın esas amacı devir sayısının rejeneratör etkinliği üzerindeki etkisini ortaya koyabilmektir. 2 ile 7 devir/dakika arasında dönme hızının etkisinin ihmal edilebilir mertebede olduğu görülmüştür. Daha düşük dönme hızlarındaki değişimi görebilmek için redüktörden rejeneratöre güç aktarımı sisteminde (dişlilerde) bazı değişiklikler yapılarak deneyler gerçekleştirilmelidir.

ÖZET:

Günümüzde enerjinin verimli kullanılması her uygulamada oldukça önemli bir konudur. Konutlarda ve endüstride enerji kullanımında atık enerjiyi geri kazanabilen uygulamalar gerçekleştirilmiştir. Rejeneratif tip ısı eşanjörleri de bu uygulamalar içinde yer alan uygun ve etkili ısı geri kazanım sistemleridir.

Döner tip ısı eşanjörleri enerji tasarruf etmek amacıyla sanayide etkin olarak kullanılmaktadırlar. Son yıllarda ülkemizde de döner rejeneratörler özellikle iklimlendirme tesislerinde uygulama alanı bulmuştur. Bu çalışmada önce bölüm laboratuvarlarında Candar (1995) tarafından imal edilmiş olan döner rejeneratör üzerinde bazı değişiklikler yapılarak devir sayısının 2 ile 7 dev/dk aralığında değiştirilmesi mümkün kılınmıştır. Bu yüzden sistemde redüktör kullanılmıştır. Deneyler farklı klape konumları (açık ve yarım açık) ve kat kaloriferinin değişik sıcaklıklarında (60 ^{o}C, 70 ^{o}C ve 80 ^{o}C) yapılmıştır. Deneylerde rejeneratör giriş ve çıkışlarındaki basınç, hız ve sıcaklıklar ölçülmüştür. Ölçümlerden elde edilen değerler yardımıyla rejeneratördeki basınç düşümü ve etkinlik hesaplanmıştır. Elde edilen etkinlik değerleri teorik ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Basınç ölçümlerinden basınç düşümleri hesaplanmıştır. Bu çalışmada dikkate alınan bütün devirlerde temiz hava tarafındaki basınç düşümü atık hava tarafındaki basınç düşümünden daha yüksek çıkmıştır. Aynı durum teorik olarak hesaplanan basınç düşümü sonuçlarında da görülmüştür.

Rejeneratöre giriş ve çıkışlardaki kanallarda sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Bu ölçümlerden 3 boyutlu sıcaklık dağılımı grafikleri çizilmiştir. Bu grafiklerden bütün devir sayılarında sıcaklık dağılımlarının uniform ve birbirne benzer oldukları görülmüştür.

Hız dağılımı grafikleri de aynı şekilde 3 boyutlu olarak elde edilmiştir. Hız dağılımları da devir sayısından etkilenmemektedir.

Ölçülen hızlardan debi bulunmuştur. Temiz havanın rejeneratöre giriş ve çıkışı arasında debide bir azalma meydana gelmektedir. Temiz havanın bir kısmı dış ortama sızmakta bir kısmı ise by-pass yoluyla atık hava tarafına geçmektedir. Temiz hava çıkışıyla atık hava girişi arasındaki debide oluşan azalma yine dış ortama olan kaçaklardan dolayı olmaktadır. Atık hava giriş ve çıkışında ise debide bir artma meydana gelmektedir. Bu artışa

temiz hava tarafından by-pass yoluyla geçen hava sebep olmaktadır. Bütün sistemde debi kaçakları % 9 civarındadır. Rejeneratörde transfer edilen ısı devir sayısıyla değişmemektedir. Fakat kat kaloriferi sıcaklığı arttıkça transfer edilen ısı da artmaktadır.

Bütün ölçümler sonucunda bulunan etkinliklerin devir sayısı, klape konumu ve kat kaloriferi sıcaklıklarıyla değişmediği görülmüştür. Bu teorik ve sayısal olarak hesaplanan etkinlikler için de geçerlidir. Döner rejeneratörde deneysel ve sayısal etkinlikler % 60, teorik etkinlikler ise % 70 civarında çıkmıştır. Deneysel etkinlikler, ayrıca hesaplanan sayısal etkinlikler ile de uyum içindedirler. Pratikte kullanılan rejeneratör etkinlikleri ise % 60 ile % 80 arasında değişmektedir.

Bu çalışmada çalışmada ele alınan sınırlar içerisinde dönme hızının rejeneratör etkinliğini etkilemediği görülmüştür. Bu etkiyi görebilmek için daha düşük devir sayılarında çalışılması gerekmektedir.

SUMMARY:

Nowadays, the efficient use of energy is a very important subject in all applications. Applications which can recover waste energy in residences and industry have been accomplished. Regenerative type heat exchangers are appropriate and effective regain systems within these applications.

Rotary regenerators are used extensively in industry for the purpose of energy saving. This kind of regenerators have found wide applications in our country especially in the air-conditioning sector. In this study, some revisions were made on a regenerator constructed by Candar in the laboratory of the department in order to rotate the regenerator with a speed of between 2 and 7 rev/min. Therefore, a reduction gear was used in the system. Experiments were made for different clack positions (open and semi open) and temperatures of air heater (60 ^{o}C, 70 ^{o}C and 80 ^{o}C). Pressure, velocity and temperature were measured at inlet and at outlet of the regenerator in the experiments. Pressure drop and effficiency in the regenerator were calculated using the values obtained from measurments. The values of efficiency obtained were compared with some theoretical and numerical results.

Pressure drop along the regenerator was calculated from pressure measurements. In this study, pressure drop in the fresh air side of the regenerator was found to be bigger than waste air side for all rotation speeds. The same result was also obtained from theoretical calculations.

Temperature measurments were made at inlet and at outlet of the regenerator. 3 dimensional graphics of distribution of temperature were drawn. Figures showed that distribution of temperatures were uniform and similar to each other for all rotation speeds tested.

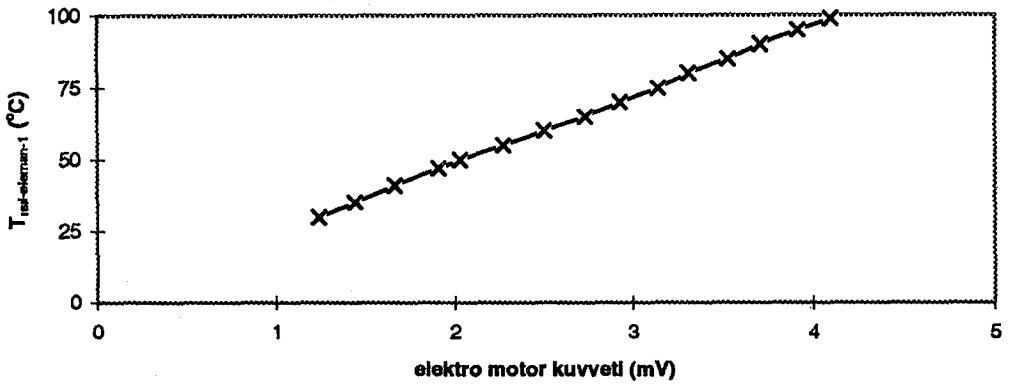
Similarly, graphics of distribution of velocities were obtained. Distributions of velocities were found to be not affected from rotation speed.

Flow rate was obtained from the velocities measured. It was found that there is a reduction in the flow rate of fresh air between inlet and outlet of the regenerator. A part of the fresh air leakes to ambient and a part of it by-passes to the waste air. The reduction of flow rate between outlet of fresh air and inlet waste air is again due to leakage. There is a

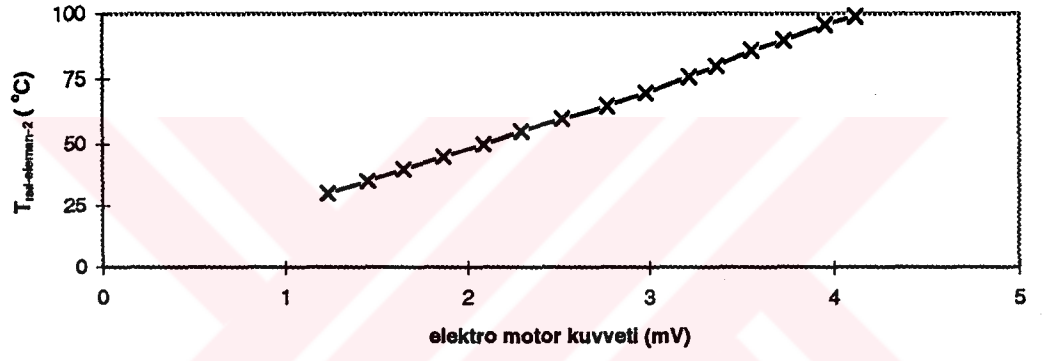
sligth increase in flowrate of waste air between inlet and outlet due to by pass of fresh air. Leakage of flow rate in all system is about 9 %. The amount of heat transfered in the regenerator does not change with rotation speed. However it increases with the increase of temperature of air heater.

The efficiency obtained from all of the measurements does not change with rotation speed, clack position and tempearture of air heater. This is also valid in theoretical and numerical results. The experimental efficiency of the regenerator tested is about 60 % while theoretical one is about 70 %. Experimental efficiency is very closed to the numerical one. Efficiency of the commercially available regenerators varies between 60 % and 80 %.

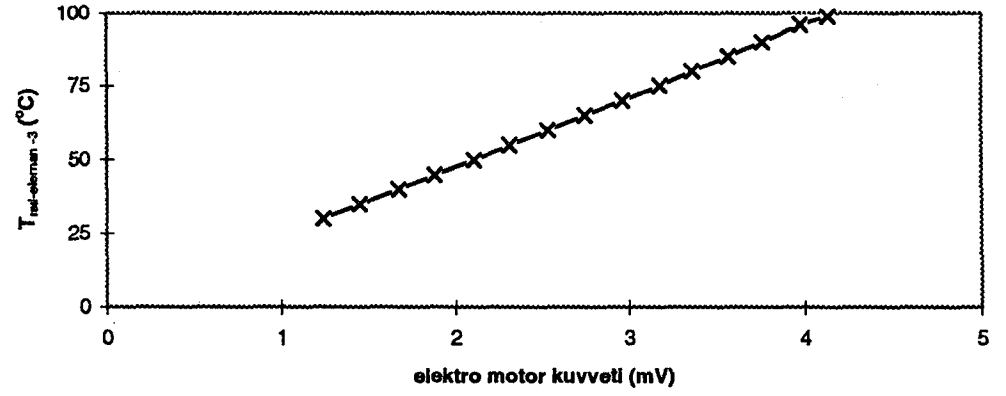
It was found that the efficiency of the regenerator tested does not change with rotation speed. It is necessary to cover lower speeds to be able to see the influence of the rotation speed.



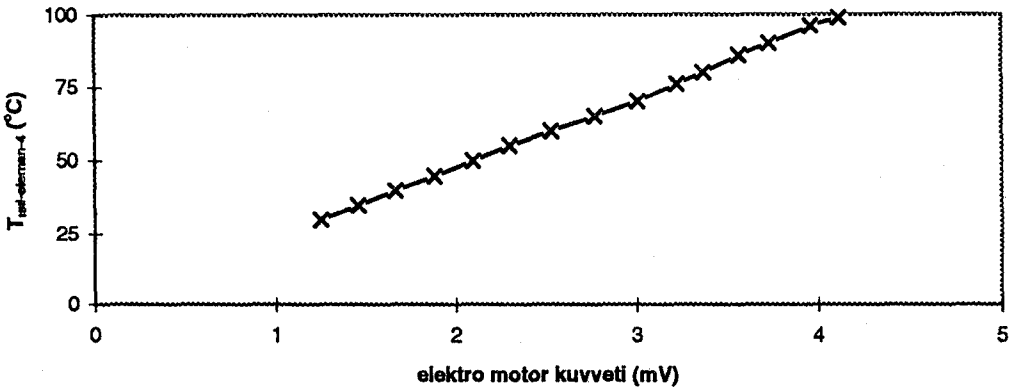
Şekil 1. Isıl-eleman - 1 ' in kalibrasyon eğrisi



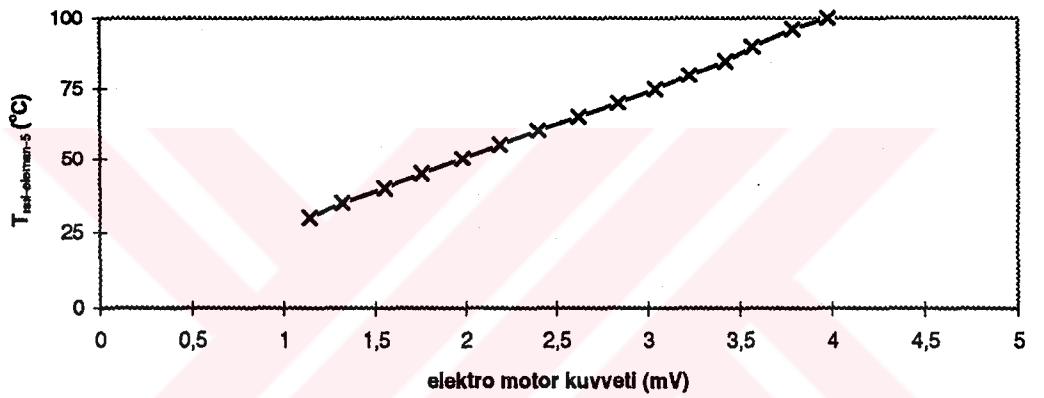
Şekil 2. Isıl-eleman - 2 ' nin kalibrasyon eğrisi



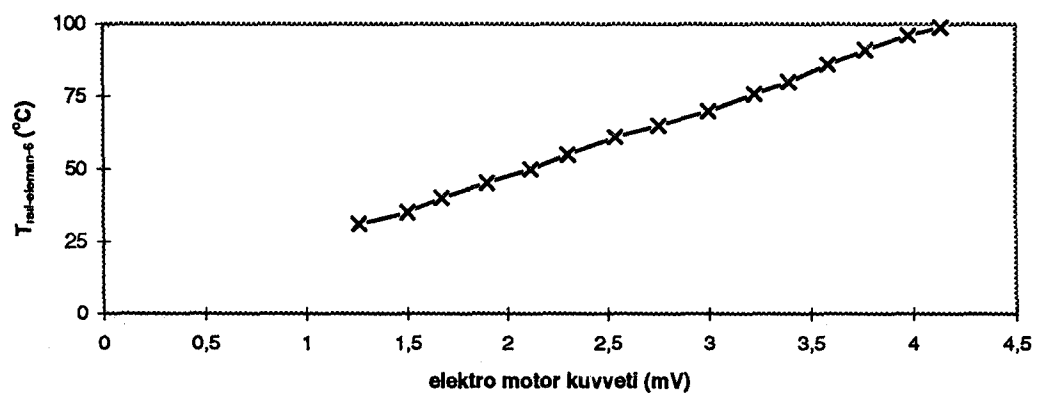
Şekil 3. Isıl-eleman - 3 ' ün kalibrasyon eğrisi



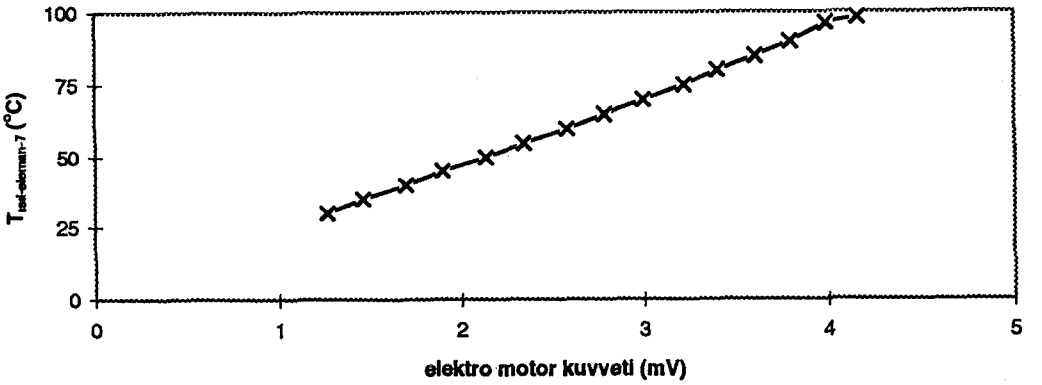
Şekil 4. Isıl - eleman - 4 ' ün kalibrasyon eğrisi



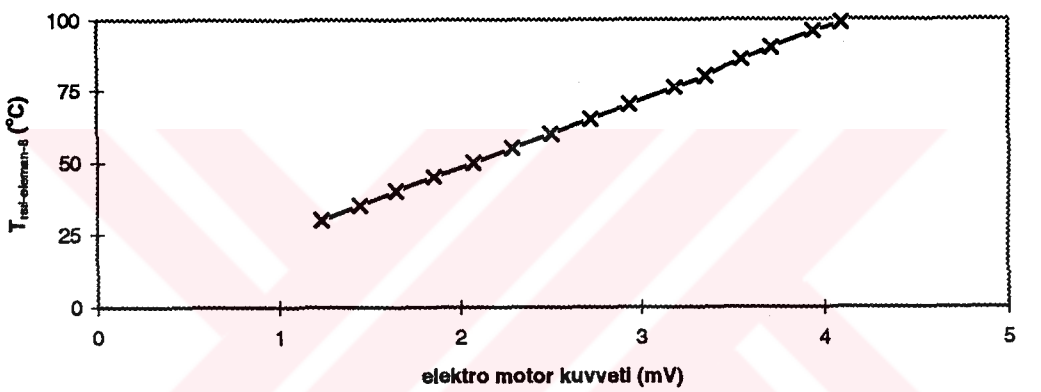
Şekil 5 Isıl - eleman - 5 ' in kalibrasyon eğrisi



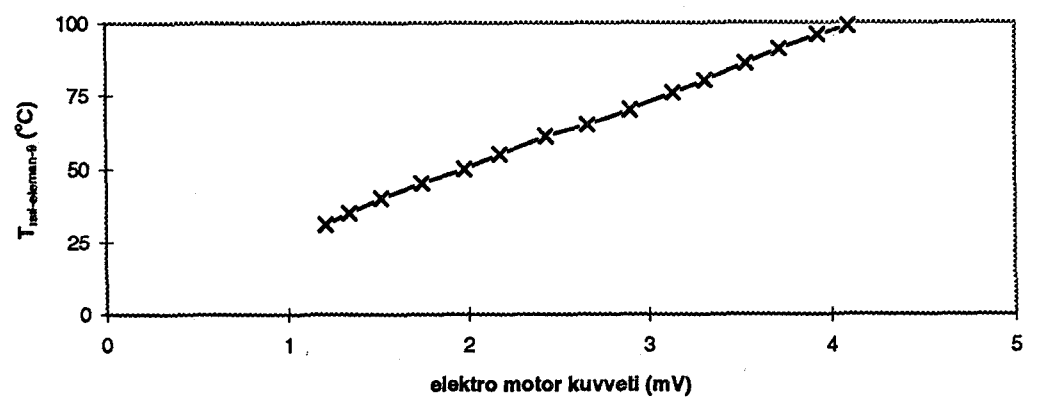
Şekil 6 Isıl-eleman - 6 ' nın kalibrasyon eğrisi



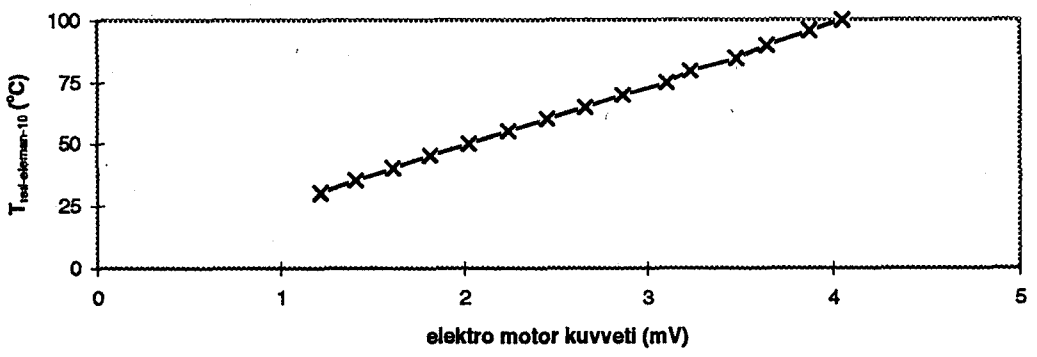
Şekil 7. Isıl-eleman - 7 ' nin kalibrasyon eğrisi



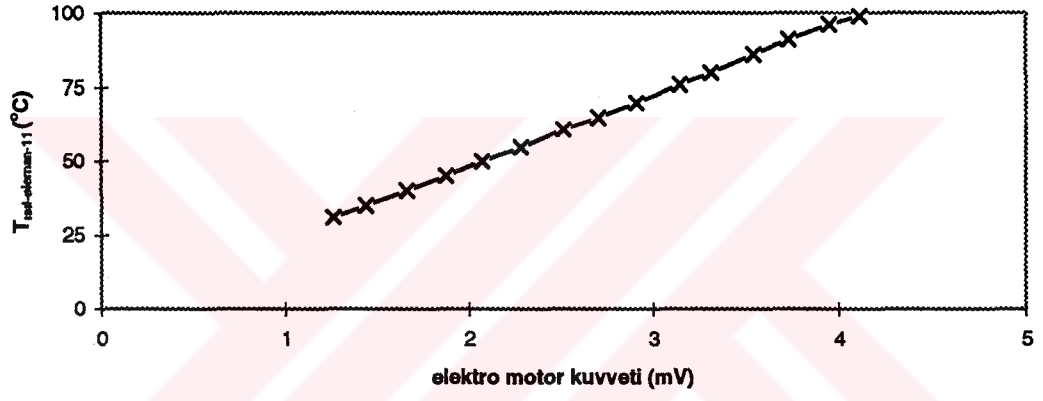
Şekil 8. Isıl-eleman - 8 ' in kalibrasyon eğrisi



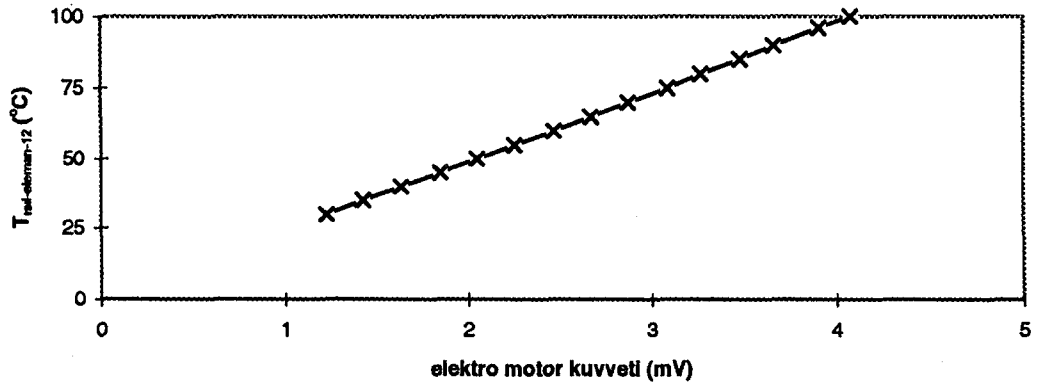
Şekil 9. Isıl-eleman - 9 ' un kalibrasyon eğrisi



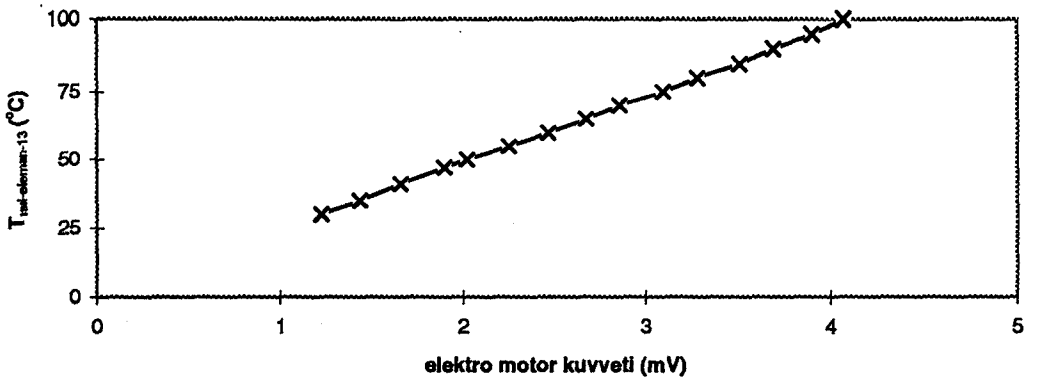
Şekil 10. Isıl-eleman - 10 ' un kalibrasyon eğrisi



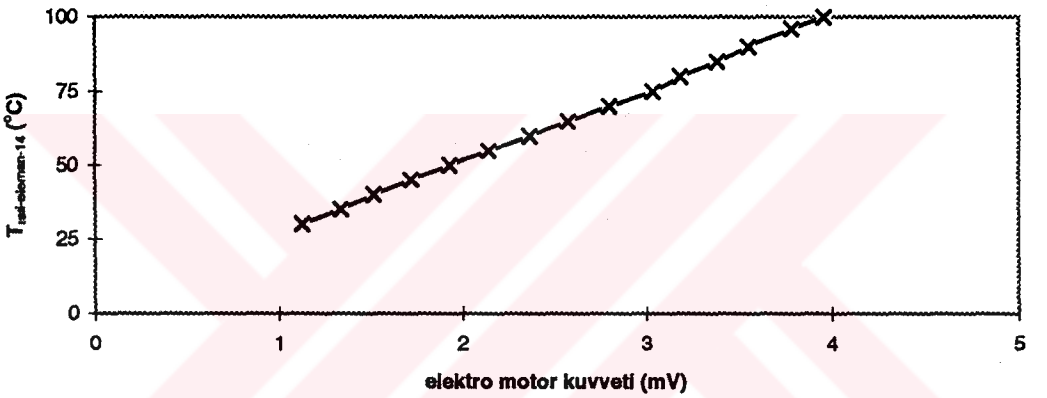
Şekil 11. Isıl - eleman - 11 ' in kalibrasyon eğrisi



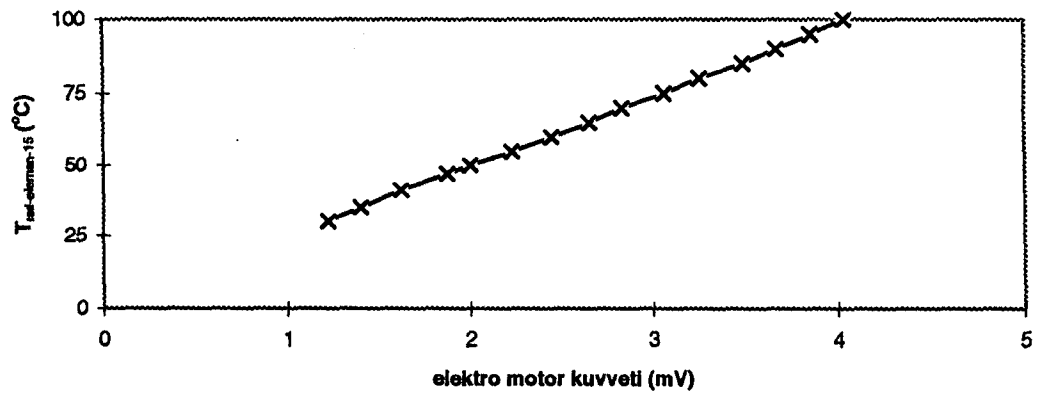
Şekil 12. Isıl - eleman - 12 ' nin kalibrasyon eğrisi



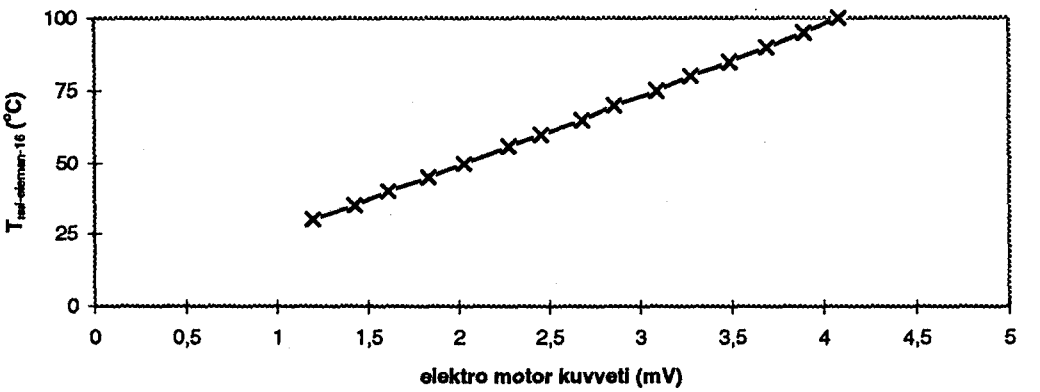
Şekil 13. Isıl-eleman - 13 ' ün kalibrasyon eğrisi



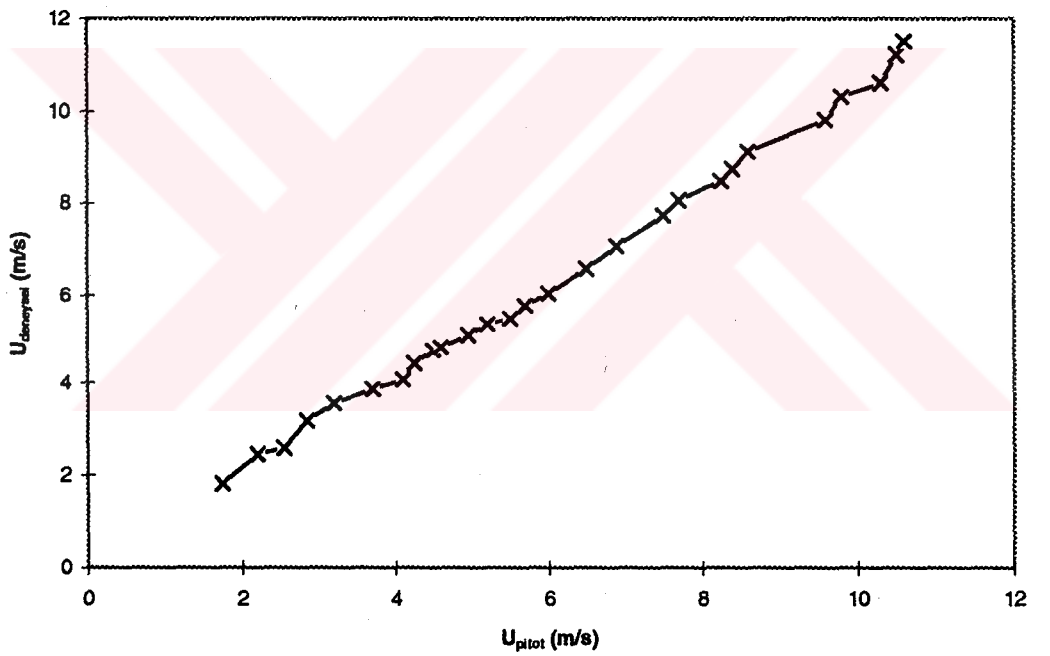
Şekil 14. Isıl-eleman - 14 ' ün kalibrasyon eğrisi



Şekil 15. Isıl-eleman - 15 ' in kalibrasyon eğrisi



Şekil 16. Isıl-eleman - 16 ' nın kalibrasyon eğrisi



Şekil 17. Hız Ölçer ' in kalibrasyon eğrüsü

EK.2 DENEY PARAMETRELERİ

Çizelge .1. Klape Tam Açık Konumda,N= 2 dev/dk için Ölçüm ve Etkinlik Değerleri

Ölçülen Değerler	60 °C	70 °C	80 °C
T_{g1} (°C)	24.50	26.50	24.62
T_{c1} (°C)	37.12	43.52	43.56
T_{g2} (°C)	45.48	55.93	60.85
T_{c2} (°C)	33.40	37.07	40.61
U_{g1} (m/s)	6.62	6.62	6.62
U_{c1} (m/s)	5.91	5.71	5.89
U_{g2} (m/s)	5.79	6.34	6.84
U_{c2} (m/s)	4.20	3.80	4.25
V_{g1} (m^3/s)	0.96	0.96	0.96
V_{c1} (m^3/s)	0.89	0.86	0.89
V_{g2} (m^3/s)	0.75	0.82	0.89
V_{c2} (m^3/s)	0.93	0.84	0.94
P_{g1} (Pa)	921.31	898.08	905.83
P_{c1} (Pa)	503.24	456.78	463.88
P_{g2} (Pa)	363.88	371.62	363.88
P_{c2} (Pa)	38.71	38.71	38.71
ε_t (%)	66.65	67.98	64.9
ε_d (%)	62.80	64.96	54.04

Çizelge .2. Klape Tam Açık Konumda, N=3 dev/dk için Ölçüm ve Etkinlik Değerleri

Ölçülen Değerler	60 °C	70 °C	80 °C
T_{g1} (°C)	24.78	27.00	25.39
T_{c1} (°C)	35.58	43.52	44.59
T_{g2} (°C)	46.85	56.12	60.28
T_{c2} (°C)	32.11	37.69	40.02
U_{g1} (m/s)	6.50	6.50	6.50
U_{c1} (m/s)	5.77	5.71	6.01
U_{g2} (m/s)	5.53	6.16	6.72
U_{c2} (m/s)	4.26	3.65	4.29
V_{g1} (m^3/s)	0.96	0.96	0.96
V_{c1} (m^3/s)	0.87	0.86	0.88
V_{g2} (m^3/s)	0.72	0.80	0.87
V_{c2} (m^3/s)	0.96	0.81	0.95
P_{g1} (Pa)	944.54	921.31	921.31
P_{c1} (Pa)	526.46	487.75	495.49
P_{g2} (Pa)	379.36	348.39	371.62
P_{c2} (Pa)	46.45	30.97	46.45
ε_t (%)	69.22	70.42	66.32
ε_d (%)	61.33	63.92	56.29

Çizelge .3. Klape Tam Açık Konumda, N=4 dev/dk için Ölçüm ve Etkinlik Değerleri

Ölçülen Değerler	60 °C	70 °C	80 °C
T_{g1} (°C)	25.87	27.45	25.48
T_{c1} (°C)	35.39	42.82	45.17
T_{g2} (°C)	45.48	55.24	60.23
T_{c2} (°C)	33.54	37.77	40.51
U_{g1} (m/s)	6.69	6.69	6.69
U_{c1} (m/s)	5.71	5.91	5.97
U_{g2} (m/s)	5.6	6.24	6.67
U_{c2} (m/s)	4.12	3.74	4.2
V_{g1} (m^3/s)	0.97	0.97	0.97
V_{c1} (m^3/s)	0.86	0.89	0.9
V_{g2} (m^3/s)	0.73	0.81	0.86
V_{c2} (m^3/s)	0.92	0.83	0.93
P_{g1} (Pa)	929.05	913.57	909.70
P_{c1} (Pa)	526.46	472.27	487.75
P_{g2} (Pa)	379.36	348.39	363.88
P_{c2} (Pa)	38.71	23.23	50.32
ε_t (%)	68.99	70.28	67.08
ε_d (%)	58.33	64.00	56.39

Çizelge .4. Klape Tam Açık Konumda, N=5 dev/dk için Ölçüm ve Etkinlik Değerleri

Ölçülen Değerler	60 °C	70 °C	80 °C
T_{g1} (°C)	24.72	27.65	25.34
T_{c1} (°C)	35.75	42.83	44.86
T_{g2} (°C)	45.83	55.74	60.72
T_{c2} (°C)	34.16	37.43	41.16
U_{g1} (m/s)	6.71	6.71	6.71
U_{c1} (m/s)	5.71	5.77	5.81
U_{g2} (m/s)	5.70	6.14	6.82
U_{c2} (m/s)	4.24	3.8	4.25
V_{g1} (m^3/s)	0.97	0.97	0.97
V_{c1} (m^3/s)	0.86	0.87	0.87
V_{g2} (m^3/s)	0.74	0.8	0.88
V_{c2} (m^3/s)	0.94	0.84	0.94
P_{g1} (Pa)	921.31	789.69	913.57
P_{c1} (Pa)	510.98	418.07	487.75
P_{g2} (Pa)	371.62	301.94	363.88
P_{c2} (Pa)	46.45	19.36	38.71
ε_t (%)	68.26	70.33	66.45
ε_d (%)	57.06	64.07	56.96

Çizelge .5. Klape Tam Açık Konumda, N=6 dev/dk için Ölçüm ve Etkinlik Değerleri

Ölçülen Değerler	60 °C	70 °C	80 °C
T_{g1} (°C)	24.00	27.37	25.25
T_{c1} (°C)	35.99	42.08	45.04
T_{g2} (°C)	45.72	54.86	60.76
T_{c2} (°C)	35.93	36.81	42.83
U_{g1} (m/s)	6.62	6.62	6.62
U_{c1} (m/s)	5.97	5.84	5.71
U_{g2} (m/s)	5.72	6.03	6.71
U_{c2} (m/s)	4.12	3.85	4.29
V_{g1} (m^3/s)	0.96	0.96	0.96
V_{c1} (m^3/s)	0.90	0.88	0.86
V_{g2} (m^3/s)	0.74	0.78	0.87
V_{c2} (m^3/s)	0.91	0.85	0.95
P_{g1} (Pa)	936.79	898.08	921.31
P_{c1} (Pa)	526.46	45.49	495.49
P_{g2} (Pa)	379.36	340.65	363.88
P_{c2} (Pa)	38.71	30.97	46.45
ε_t (%)	69.70	70.61	66.56
ε_d (%)	58.79	64.10	54.62

Çizelge .6. Klape Tam Açık Konumda, N=7 dev/dk için Ölçüm ve Etkinlik Değerleri

Ölçülen Değerler	60 °C	70 °C	80 °C
T_{g1} (°C)	24.23	27.20	25.22
T_{c1} (°C)	36.19	41.94	45.22
T_{g2} (°C)	45.89	53.48	60.94
T_{c2} (°C)	35.78	36.72	43.76
U_{g1} (m/s)	6.63	6.63	6.63
U_{c1} (m/s)	5.77	5.77	5.77
U_{g2} (m/s)	5.73	6.1	6.7
U_{c2} (m/s)	4.17	3.87	4.25
V_{g1} (m^3/s)	0.96	0.96	0.96
V_{c1} (m^3/s)	0.87	0.87	0.87
V_{g2} (m^3/s)	0.74	0.79	0.87
V_{c2} (m^3/s)	0.92	0.86	0.94
P_{g1} (Pa)	936.79	890.34	913.57
P_{c1} (Pa)	518.72	480.01	510.98
P_{g2} (Pa)	379.36	356.14	363.88
P_{c2} (Pa)	54.19	42.58	38.71
ε_t (%)	69.24	69.94	67.05
ε_d (%)	58.89	63.99	54.89

Çizelge .7. Klape Yarım Açık Konumda, N=2 dev/dk için Ölçüm ve Etkinlik Değerleri

Ölçülen Değerler	60 °C	70 °C	80 °C
T_{g1} (°C)	24.78	24.08	21.99
T_{c1} (°C)	33.81	35.63	45.09
T_{g2} (°C)	44.13	52.14	60.12
T_{c2} (°C)	30.43	33.71	37.43
U_{g1} (m/s)	5.95	5.95	5.95
U_{c1} (m/s)	5.34	5.54	5.67
U_{g2} (m/s)	5.71	6.18	6.36
U_{c2} (m/s)	4.19	4.41	4.21
V_{g1} (m^3/s)	0.86	0.86	0.86
V_{c1} (m^3/s)	0.80	0.80	0.80
V_{g2} (m^3/s)	0.74	0.80	0.82
V_{c2} (m^3/s)	0.93	0.97	0.93
P_{g1} (Pa)	898.08	929.05	913.57
P_{c1} (Pa)	487.75	503.24	503.24
P_{g2} (Pa)	352.27	371.62	356.14
P_{c2} (Pa)	34.84	46.45	34.84
ε_t (%)	64.39	64.23	64.44
ε_d (%)	59.21	54.16	60.22

Çizelge .8. Klape Yarım Açık Konumda, N=3 dev/dk için Ölçüm ve Etkinlik Değerleri

Ölçülen Değerler	60 °C	70 °C	80 °C
T_{g1} (°C)	23.57	27.57	22.22
T_{c1} (°C)	34.37	36.41	45.51
T_{g2} (°C)	44.51	53.55	60.06
T_{c2} (°C)	30.34	33.90	38.82
U_{g1} (m/s)	5.90	5.90	5.90
U_{c1} (m/s)	5.28	5.47	5.65
U_{g2} (m/s)	5.71	6.07	6.49
U_{c2} (m/s)	4.24	4.38	4.21
V_{g1} (m^3/s)	0.86	0.86	0.86
V_{c1} (m^3/s)	0.80	0.79	0.79
V_{g2} (m^3/s)	0.74	0.79	0.84
V_{c2} (m^3/s)	0.94	0.97	0.93
P_{g1} (Pa)	917.44	898.08	921.31
P_{c1} (Pa)	495.49	499.37	530.33
P_{g2} (Pa)	363.88	363.88	363.88
P_{c2} (Pa)	46.45	38.71	46.45
ε_t (%)	65.01	65.57	65.84
ε_d (%)	60.00	55.83	59.50

Çizelge .9. Klape Yarım Açık Konumda, N=4 dev/dk için Ölçüm ve Etkinlik Değerleri

Ölçülen Değerler	60 °C	70 °C	80 °C
T_{g1} (°C)	24.86	24.08	22.76
T_{c1} (°C)	34.27	37.27	45.18
T_{g2} (°C)	44.93	52.91	61.11
T_{c2} (°C)	30.95	33.77	37.74
U_{g1} (m/s)	5.93	5.93	5.93
U_{c1} (m/s)	5.38	5.44	5.67
U_{g2} (m/s)	5.65	6.06	6.22
U_{c2} (m/s)	4.15	4.29	4.28
V_{g1} (m^3/s)	0.87	0.87	0.87
V_{c1} (m^3/s)	0.80	0.80	0.80
V_{g2} (m^3/s)	0.73	0.79	0.81
V_{c2} (m^3/s)	0.92	0.95	0.95
P_{g1} (Pa)	917.44	894.21	898.08
P_{c1} (Pa)	487.75	495.49	503.24
P_{g2} (Pa)	371.62	356.14	348.392
P_{c2} (Pa)	46.45	46.45	38.71
ε_t (%)	66.50	65.09	65.62
ε_d (%)	59.19	56.15	59.87

Çizelge .10. Klape Yarım Açık Konumda, N=5 dev/dk için Ölçüm ve Etkinlik Değerleri

Ölçülen Değerler	60 °C	70 °C	80 °C
T_{g1} (°C)	25.06	27.57	22.64
T_{c1} (°C)	34.35	38.71	44.12
T_{g2} (°C)	44.52	53.20	60.89
T_{c2} (°C)	30.72	33.95	37.92
U_{g1} (m/s)	5.75	5.75	5.75
U_{c1} (m/s)	5.39	5.45	5.58
U_{g2} (m/s)	5.67	6.06	6.38
U_{c2} (m/s)	4.29	4.2	4.16
V_{g1} (m^3/s)	0.87	0.87	0.87
V_{c1} (m^3/s)	0.80	0.80	0.80
V_{g2} (m^3/s)	0.73	0.79	0.83
V_{c2} (m^3/s)	0.95	0.93	0.92
P_{g1} (Pa)	925.18	890.34	894.41
P_{c1} (Pa)	480.01	491.62	503.24
P_{g2} (Pa)	363.88	371.62	356.14
P_{c2} (Pa)	54.19	38.71	42.58
ε_t (%)	65.70	65.71	65.98
ε_d (%)	59.53	59.35	58.27

Çizelge .11. Klape Yarım Açık Konumda, N=6 dev/dk için Ölçüm ve Etkinlik Değerleri

Ölçülen Değerler	60 °C	70 °C	80 °C
T_{g1} (°C)	26.80	25.59	22.27
T_{c1} (°C)	34.70	39.20	43.27
T_{g2} (°C)	46.10	52.50	60.98
T_{c2} (°C)	31.13	31.91	36.73
U_{g1} (m/s)	5.90	5.90	5.90
U_{c1} (m/s)	5.41	5.52	5.68
U_{g2} (m/s)	5.66	6.16	6.42
U_{c2} (m/s)	4.23	4.17	4.15
V_{g1} (m^3/s)	0.86	0.86	0.86
V_{c1} (m^3/s)	0.80	0.79	0.80
V_{g2} (m^3/s)	0.73	0.80	0.83
V_{c2} (m^3/s)	0.94	0.92	0.92
P_{g1} (Pa)	921.31	898.08	905.83
P_{c1} (Pa)	510.98	491.62	518.72
P_{g2} (Pa)	356.14	356.14	360.01
P_{c2} (Pa)	46.45	42.58	34.84
ε_t (%)	66.54	65.75	66.13
ε_d (%)	59.80	63.66	58.71

Çizelge .12. Klape Yarım AçıkKonumda, N=7 dev/dk için Ölçüm ve Etkinlik Değerleri

Ölçülen Değerler	60 °C	70 °C	80 °C
T_{g1} (°C)	23.06	23.66	22.39
T_{c1} (°C)	34.59	39.18	43.62
T_{g2} (°C)	45.47	54.92	61.58
T_{c2} (°C)	31.24	34.20	37.04
U_{g1} (m/s)	5.87	5.87	5.87
U_{c1} (m/s)	5.38	5.38	5.63
U_{g2} (m/s)	5.64	6.07	6.56
U_{c2} (m/s)	4.27	4.14	4.24
V_{g1} (m^3/s)	0.86	0.86	0.86
V_{c1} (m^3/s)	0.81	0.79	0.79
V_{g2} (m^3/s)	0.73	0.79	0.85
V_{c2} (m^3/s)	0.94	0.92	0.94
P_{g1} (Pa)	913.57	905.83	905.83
P_{c1} (Pa)	503.24	503.24	499.37
P_{g2} (Pa)	363.88	352.27	352.27
P_{c2} (Pa)	46.45	38.71	38.71
ε_t (%)	66.44	66.32	66.66
ε_d (%)	58.09	58.19	59.19

EK.3 BİLGİSAYAR PROGRAMI (PASCAL PROGRAMLAMA DİLİNDE)

```
Program VerimHesabi;
Uses Crt;
Var
UG1,UC1,UG2,UC2,U1,U2:REAL;
TG1,TC1,TG2,TC2:REAL;
VG1,VC1,VG2,VC2,V1,V2:REAL;
RO1,RO2,CP1,CP2,PR1,PR2,LAM1,LAM2,VIS1,VIS2:Real;
AF,C,DES,DMAX,D1,N,W:Real;
FIS,DFIM,DFI,FI,NUS,KAS,KA,ITA,KIS,KI:Real;
RE1,RE2,X1,X2,DELTP1,DELTP2,PE1,PE2,BASDUS1,BASDUS2:Real;
C1,C2,CMIN,CMAX,CY,Z1,Z2,NU1,NU2,ALFA1,ALFA2,K,NTU:Real;
EPSO,FIR,CR,CRY,N1,DS,FIC,AA,B,VERTEO:REAL;
Q1,Q2,Q,VERDEN:REAL;
HES:TEXT;
Const
S=0.35E-3; L=0.2; A=1.72E-3; AR=0.158;
ROAL=2700; CPAL=0.896; MS=90; F=25.736;
Function Us(x,y:Real):Real;
Begin
Us:=exp(y*ln(x));
End;
Begin
ASSIGN (HES,'C:\ver.dat');
REWRITE (HES);
{APPEND (HES);}
BEGIN
Clrscr;
Write ('Devir sayisini giriniz:= ');
Readln (N1);
Write ('Giris  1 hizini giriniz:= ');
Readln (UG1);
Write ('Cikis 1 hizini giriniz:= ');
Readln (UC1);
Write ('Giris 2 hizini giriniz:= ');
Readln (UG2);
Write ('Cikis 2 hizini giriniz:= ');
Readln (UC2);
Write ('Giris 1 debisini giriniz:= ');
Readln (VG1);
```

```
Write ('Cikis 1 debisini giriniz:= ');
Readln (VC1);
Write ('Giris 2 debisini giriniz:= ');
Readln (VG2);
Write ('Cikis 2 debisini giriniz:= ');
Readln (VC2);
Write ('Giris 1 sicakligini giriniz:= ');
Readln (TG1);
Write ('Cikis 1 sicakligini giriniz:= ');
Readln (TC1);
Write ('Giris 2 sicakligini giriniz:= ');
Readln (TG2);
Write ('Cikis 2 sicakligini giriniz:= ');
Readln (TC2);
Write ('YOGUNLUK FARKI 1`i giriniz:= ');
Readln (RO1);
Write ('YOGUNLUK FARKI 2`yi giriniz:= ');
Readln (RO2);
Write ('OZGUL ISI 1`giriniz:= ');
Readln (CP1);
Write ('OZGUL ISI 2`yi giriniz:= ');
Readln (CP2);
Write ('ISI ILETIM KATSAYISI 1`i giriniz:= ');
Readln (LAM1);
Write ('ISI ILETIM KATSAYISI 2`yi giriniz:= ');
Readln (LAM2);
Write ('VISKOZITE 1`i giriniz:= ');
Readln (VIS1);
Write ('VISKOZITE 2`yi giriniz:= ');
Readln (VIS2);
Write ('PRANDTL 1`i giriniz:= ');
Readln (PR1);
Write ('PRANDTL 2`yi giriniz:= ');
Readln (PR2);
BEGIN
CLRSCR;
AF:=(Us(3,0.5))*a*a;
Writeln ('Af=',AF); Readln;
Write (HES,';  AF=',AF);
```

```
C:=6*A;
DES:=4*AF/C;
Writeln ('DES= ',DES); Readln;
Write (HES,';  DES=',DES);
DMAX:=DES;
D1:=DES/DMAX;
Writeln ('D1= ',D1); Readln;
Write (HES,';  D1=',D1);
N:=(AF/((3.1415/4)*Us(DES,2)));
Writeln ('N= ',N); Readln;
Write (HES,';  N=',N);
Clrscr;
FIS:=0.5155*US(D1,2)/(3-D1);
Writeln ('FIS=',FIS); Readln;
Write (HES,';  FIS=',FIS);
DFIM:=(0.007*US(D1,8))/((1+10*US(D1,-28))*(US((1+64*US(10,-
8)*US(D1,28)),0.5)));
Writeln ('DFIM=',DFIM); Readln;
Write (HES,';  DFIM=',DFIM);
DFI:=DFIM*((0.95*US((N-1),0.5))/(1+0.038*US((N-1),3)));
Writeln ('DFI=',DFI); Readln;
Write (HES,';  DFI=',DFI);
FI:=1+((FIS-1)/(1+1/(N-1)))+DFI;
Writeln ('FI=',FI); Readln;
Write (HES,';  FI=',FI);
NUS:=FI*3.657;
Writeln ('NUS=',NUS); Readln;
Write (HES,';  NUS=',NUS);
KIS:=(3/8)*D1*D1*(3-D1);
Writeln ('KIS=',KIS); Readln;
Write (HES,';  KIS=',KIS);
KI:=1+((KIS-1)/(1+0.33*US(D1,2.25)/(N-1)));
Writeln ('KI=',KI); Readln;
Write (HES,';  KI=',KI);
ITA:=1+(((3*US((D1/2),(7/8))/(1+D1))-1)/(1+0.25/(N-1)));
Writeln ('ITA=',ITA); Readln;
Write (HES,';  ITA=',ITA);
KAS:=(12/5)*(3-US(D1,2))*(((9/7)*((3-D1)/(7-3*D1)))-1/(5-2*D1));
Writeln ('KAS=',KAS); Readln;
```

```
Write (HES,';  KAS=',KAS);
KA:=1.33/(1+((1.33/KAS)-1)/((1+0.74*US(D1,2))/(N-1)));
Writeln ('KA=',KA); Readln;
Write (HES,';  KA=',KA);
{BASINC KAYIPLARI HESABI}
V1:=(VG1+VC1)/2;
Writeln ('V1=',V1);Readln;
Write (HES,'; V1 =',V1);
U1:=V1/AR;
Writeln ('U1=',U1); Readln;
Write (HES,'; U1 =',U1);
RE1:=U1*DES/VIS1;
Writeln ('RE1=',RE1); Readln;
Write (HES,'; RE1 =',RE1);
X1:=L/(DES*RE1);
Writeln ('X1=',X1);Readln;
Write (HES,'; X1 =',X1);
DELTP1:=64*KI*X1+((13.766*US(X1,0.5))/US((1+13.95*KI*US(X1,0.5))+(13.766/KA*
US(X1,1.5)),1/3));
Writeln ('DELTP1=',DELTP1); Readln;
Write (HES,';  DELTP1=',DELTP1);
PE1:=DELTP1*RO1*U1*U1/2;
Writeln ('PE1=',PE1); Readln ;
Write (HES,';  PE1=',PE1);
BASDUS1:=(PE1/(9.81*1000));
Writeln ('BASDUS1=',BASDUS1); Readln ;
Write (HES,';  BASDUS1=',BASDUS1);
V2:=(VG2+VC2)/2;
Writeln ('V2=',V2);Readln;
Write (HES,'; V2 =',V2);
U2:=V2/AR;
Writeln ('U2=',U2); Readln;
Write (HES,'; U2 =',U2);
RE2:=U2*DES/VIS2;
Writeln ('RE2=',RE2); Readln;
Write (HES,'; RE2 =',RE2);
X2:=L/(DES*RE2);
Writeln ('X2=',X2);Readln;
Write (HES,'; X2 =',X2);
```

```
DELTP2:=64*KI*X2+((13.766*US(X2,0.5))/US((1+13.95*KI*US(X2,0.5))+(13.766/KA*
US(X2,1.5)),1/3));
Writeln ('DELTP2=',DELTP2); Readln;
Write (HES,';  DELTP2=',DELTP2);
PE2:=DELTP2*RO2*U2*U2/2;
Writeln ('PE2=',PE2); Readln ;
Write (HES,';  PE2=',PE2);
BASDUS2:=(PE2/(9.81*1000));
Writeln ('BASDUS2=',BASDUS2); Readln ;
Write (HES,';  BASDUS2=',BASDUS2);
{ISI HESABI}
C1:=RO1*CP1*V1;
Writeln ('C1=',C1); Readln;
Write (HES,'; C1 =',C1);
C2:=RO2*CP2*V2;
Writeln ('C2=',C2); Readln;
Write (HES,'; C2 =',C2);
CMIN:=C2; CMAX:=C1;
CY:=CMIN/CMAX;
WRITELN ('CY=',CY);
Write (HES,'; CY =',CY);
Z1:=L/(DES*RE1*PR1);
Writeln ('Z1=',Z1); Readln;
Write (HES,';  Z1=',Z1);
NU1:=NUS*US((1+((4.212*KI*US(ITA,3))/(Z1*US(NUS,3)))-
0.8*US(((KI*US(ITA,3))/(Z1*US(NUS,3))),2/3)),1/3);
WRITELN ('NU1=',NU1); Readln;
Write (HES,';  NU1=',NU1);
ALFA1:=NU1*LAM1/DES;
WRITELN ('ALFA1=',ALFA1); READLN;
WRITE (HES,';  ALFA1=',ALFA1);
Z2:=L/(DES*RE2*PR2);
Writeln ('Z2=',Z2); Readln;
Write (HES,';  Z2=',Z2);
NU2:=NUS*US((1+((4.212*KI*US(ITA,3))/(Z2*US(NUS,3)))-
0.8*US(((KI*US(ITA,3))/(Z2*US(NUS,3))),2/3)),1/3);
WRITELN ('NU2=',NU2); Readln;
Write (HES,';  NU2=',NU2);
ALFA2:=NU2*LAM2/DES;
```

```
WRITELN ('ALFA2=',ALFA2); READLN;
WRITE (HES,';  ALFA2=',ALFA2);
K:=1/((1/ALFA1+1/ALFA2));
WRITELN ('K=',K); READLN;
WRITE (HES,'; K=',K);
NTU:=K*F/CMIN;
WRITELN ('NTU=',NTU); READLN;
WRITE (HES,';  NTU=',NTU);
{TEORIK VERIM HESABI}
EPSO:=(1-EXP(-NTU*(1-CY)))/(1-CY*EXP(-NTU*(1-CY)));
WRITELN ('EPSO=',EPSO); READLN;
WRITE (HES,';  EPSO=',EPSO);
DS:=3.1415*N1/30;
WRITELN ('DS=',DS); READLN;
WRITE (HES,';  DS=',DS);
CR:=MS*CPAL*DS;
WRITELN ('CR=',CR); READLN;
WRITE (HES,';  CR=',CR);
CRY:=CR/CMIN;
WRITELN ('CRY=',CRY); READLN;
WRITE (HES,';  CRY=',CRY);
FIR:=1-(1/(9*CRY));
WRITELN ('FIR=',FIR); READLN;
WRITE (HES,';  FIR=',FIR);
VERTEO:=EPSO*FIR;
WRITELN ('VERTEO=',VERTEO); READLN;
WRITE (HES,'; VERTEO=',VERTEO);
{DENEYSEL VERIM HESABI}
Q1:=C1*(TC1-TG1);
WRITELN ('Q1=',Q1); READLN;
WRITE (HES,';  Q1=',Q1);
Q2:=C2*(TG2-TC2);
WRITELN ('Q2=',Q2); READLN;
WRITE (HES,';  Q2=',Q2);
Q:=(Q1+Q2)/2;
VERDEN:=Q/(CMIN*(TG2-TG1));
WRITELN ('VERDEN=',VERDEN); READLN;
WRITE (HES,';  VERDEN=',VERDEN);
CLOSE(HES);
```

```
ASSIGN (HES,'C:\VER.dat');
RESET (HES);
WRITELN; READLN;
CLOSE (HES);
END;
END;
END.
```

KAYNAKLAR:

ATTHEY, D.R., (1988)," An Approximate Thermal Analysis for a Regenerative Heat Exchangers", Int.J.Heat Mass Transfer, Vol.31, No.7, pp.1431-1441.

BACLIC, B.S., (1985)," The Application of the Galerkin Method to the Solution of the Symmetric and Balanced Counterflow Regenerator Problem ", Transactins of the ASME Journal Heat Transfer, Vol107, pp. 214-221.

BANKS, P.J., (1982)," Effect of Fluid Carryover on Regenerator Performance ", Transaction of the ASME J.of Heat Transfer, Vol.104, pp.215-217.

CANDAR, L., (1995), " Dönr Reküperatif Isı Eşanjörü Geliştirilmesi ve Denenmesi ", Ç.Ü. Müh.-Mim.Fak. Makina Müh. Anabiim Dalı Yüksek Lisans Tezi, Kod No: 936, Adana,90 s.

DAĞSÖZ, A.K., (1995), " Isı Değiştiricileri ", İ.T.Ü. Kütüphanesi, Sayı: 131, 160 s.

GÜNGÖR, A., (1993)," Enerji Geri Kazanım Sistemleri ", Tesisat Mühendisliği Dergisi, Cilt.1, Sayı.10, s.7-20.

HILL, A. ve WILLMOTT, A.J., (1987)," A Robust Method for Regenerative Heat Exchangers Calculations ", Int.J.Heat Mass Transfer, Vol.30, no.2, pp.241-249.

HILL, A.,WILLMOTT, A.J., (1989)," Accurateand Rapid Thermal Regenerator Calculations", Int.J.Heat Mass Transfer, Vol.32, No.3, pp.465-476.

KAYANSAYAN, N., (1983), " Isı Eşanjörleri (Teori ve Dizayn) ", Dokuz Eylül Üniv. Müh.-Mim.Fak. Makina Müh. Bölümü, Yayın No:35, 138 s.

KAYS, W.M. ve LONDON, A.J.(1984), " Compact Heat Exchangers ", 3.Edition, Mc Graw-Hill, New York, 335s.

KÜÇÜK, A., (1996), " Reküperatif ve Rejeneratif Eşnjörlerde Verim Ölçümü ", Ç.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi Kod No: 1082, Adana, 82 s.

Lİ, C.H., (1983)," A Numerical Finite Differences Method for Performance Evaluation of a Priodic-Flow Heat Exchangers ", Transaction of the ASME Journal Heat Transfer, Vol.105, pp.611-617.

LONDON, A.L., (1964)," Compact Heat Exchangers Part:2 Surface Geometry Mechanical Engineering, pp.31-35.

MOFFAT,R.J., (1988), " Describing The Uncertainties in Experimental Results Experimental thermal and Fluid Science, pp. 3-17.

ONAT, K., GENCELİ, O.F. ve ARISOY, A. (1988), " Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları İ.T.Ü. Makina Fakültesi, 362 s.

ROMIE, F.E., (1987)," Effect of the Thermal Capacitance of Contained Fluid on Performance of Symmetric Regenerators ",Transactions of the ASME J.of Heat Transfer, Vol.109, pp.563-568.

ROMIE, F.E., (1987)," Two Functions Used in the Analysis of Crossflow Exchangers, Regenerators and Related Equipments ", ASME J. of Heat Transfer, in press.

ROMIE, F.E., (1988)," Transient Response of Rotary Regenerators ", Transaction of the ASME J. of Heat Transfer, Vol.110, pp.836-840.

ROMIE, F.E., ve BACLIC, B.S., (1988)," Methods for Rapid Calculation of the Operation of Asymmetric Counterflow Regenerators ", Transaction of the ASME J.of Heat Transfer, Vol.110, pp.785-788.

ROMIE; F.E., (1990)," Response of Rotary Regenerators to Step Changes in Mass Rates ",. Transaction of the ASME J. of Heat Transfer, Vol.112, pp.43-48.

ROMIE, F.E., (1990)," A Table of Regenerator Effectiveness ", Transactions of the ASME J.of Heat Transfer, Vol.112, pp.497-499.

ROMIE, F.E., (1991)," Treatment of Transverse and Longitudinal Heat Conduction in Regenerators ", Transactions of the ASME J.Heat Transfer, Vol.113, pp.247-249.

ROMIE, F.E., (1992)," A Solution for the Parallel-flow Regenerator ", Trabsaction of the ASME J. of Heat Transfer, Vol.114, pp.278-280.

SAHOO, R.K. ve SARANGI , S., (1988), " The Effect of Condensible Impurities in theWorking Fluid on the Performance of Cryogenic Regenerators ", Journal of Heat Transfer, Vol.110, pp.77-83.

SCARICABAROZZI, R., (1989)," Simple Particular Solutins and Speed Calculation of Regenerators ", Heat Recovery Sysytems and CHP, Vol.9, No.5, pp.443-446.

SHEN, C.M. ve WOREK, W.M., (1992)," The Effect of Wall Conduction on the Performance of Regenerative Heat Exchangers ", Energy, Vol.17, No.12, pp.1199-1213.

SHEN, C.M., WOREK, W.M., (1993)," A Correlation for the Heat Conduction Effects in Counterflow Rotary Regenerative Heat Exchangers ", Transaction of the ASME Journal of Energy Resources Technology, Vol.115, pp.287-290.

SKIEPKO, T., (1988)," The Effect of Matrix Longitudinal Heat Conduction on the Temperature Fields in the Rotary heat Exchanger ", Int.J. Heat Mass Transfer, Vol.31, No.11, pp.2227-2238.

SKIEPKO, T., (1989)," The Effect of Parameter Values on Gas and Matrix Temperature Fields in the Rotary Heat Exchangers ", Int.J. Heat Mass Transfer, Vol.21, No.8, pp.1443-1472.

SKIEPKO,T. ve SHAH, R.K., (1994)," Some Additional Data on Longidutinal Wall Heat Conduction in Counter Flow Rotary Regenerators ", Archiwum Thermodynamiki, Vol.19, No.9, pp.429,434.

ÜNAL,Ş., (1996), " Döner Tip Rejeneratörlerin Etkinliğinin Nümerik Olarak Hesaplanması", Ç.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalı Doktora Tezi , Adana, 151 s.

VAROL, Y., (1991), " Rejeneratif Isı Değiştiricileri Yardımıyla Enenrji Geri Kazanımı ", Fırat Üniv. Teknik Eğitim Fak. Makina Eğitimi Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi, 106 s.

WILLMOTT, A.J., (1969)," The Regenerative Heat Exchanger Computer Representation ", Int.J.Of Heat & Mass Transfer, Vol.12, pp.997-1014.

WILLMOTT,A.J. ve HINCHLIFFE, C., (1976), " The Effects of Gas Heat Storage Upon the Thermal Regenerator ", Int.J.of Heat Trnansfer, Vol.10, pp.821-826.

WILLMOTT,A.J., (1980). " Refined Closed Methods for the Counterflow Regenerator Problems ", Int.J. of Heat and Mass Transfer, Vol.23, pp.655-662.

WILLMOTT, A.J., KNIGHT, D.P., (1993), "Improved Collocation Methods for Thermal Regenerator Simulations", Int.J.Heat & Mass Transfer, Vol.36, No.6, pp.1663-1670.

WILLOTT,A.J. ve MAGUIRE, P.Z., (1994)," Fast Galerkin Methods for Thermal Regenerator Modelling ", Int.J.Heat Mass Transfer, Vol.37, No.10, p.1487-1494.

WORSΦE-SCHMIDT, P., (1991)," Effect of Fresh Air Purging on the Efficiency of Energy Recovery from Exhaust Air in Rotary Regenerators ", Int.J.Refrig., vol.14, pp.233-239.

YILMAZ, T., (1993), " Konveksiyonla Isı Transferinde Teori v Uygulama ", Ç.Ü. Müh.-Mim.Fak. Makina Müh. Bölümü, Yayın No:19, 267 s.

YILMAZ, T. ve CİHAN, E., (1993)," Enerji Geri Kazanımında Etkin Bir Araç: Döner Tip Rejeneratörler ", Tesisat Mühendisliği Dergisi, Cilt.1, Sayı.10, s.29-33.

YILMAZ, T., BÜYÜKALACA, O., ve CANDAR, L., (1996)," Calculation of Rotary Heat exchangers with Various Marix Geometries ", First Trabzon International Energy and Enviroment Symposium, Trabzon, Turkey.

TEŞEKKÜR:

Yüksek Lisans öğrenimim süresince araştırmalarıma yön veren ve değerli yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Yrd.Doç.Dr. Orhan BÜYÜKALACA'ya ve sayın hocam Prof.Dr.Ing. Tuncay YILMAZ'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Ayrıca çalışmalarım süresince manevi desteğini esirgemeyen sevgili aileme ve yardımalarından dolayı Makina Mühendisliği Bölümü Laboratuvarı Personeli'ne teşekkür ederim.

ÖZGEÇMİŞ:

1972 yılında Adana'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Adana'da tamamladı. 1989 yılında Ç.Ü. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü kazandı. 1993 yılında aynı bölümden Makina Mühendisi ünvanı ile mezun oldu. 1994 yılında Ç.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. Halen aynı Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.