

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

85057

DÖNER TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN
EKONOMİKLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI

Makina Müh. Nuri Alpay KÜREKÇİ

F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

85057

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Eyüp AKARYILDIZ

Eyüp Akaryıldız

Prof. Dr. Hasan Hepertan *Hasan Hepertan*

İSTANBUL, 1999

M. Akaryıldız

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

SİMGE LİSTESİ	i
ŞEKİL LİSTESİ	ii
ÇİZELGE LİSTESİ	iii
ÖNSÖZ	iv
ÖZET	v
ABSTRACT	vi
1. GİRİŞ	1
2. ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN KULLANIM AMAÇLARI	2
3. ENDÜSTRİYEL UYGULAMADA ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN SINIFLANDIRILMASI	3
4. HAVADAN HAVAYA ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN UYGULAMA ALANLARI	6
4.1. Prosesten Prose Enerji Geri Kazanım	6
4.2. Prosesten Konfora Enerji Geri Kazanım	6
4.3. Konfordan Konfora Enerji Geri Kazanımı	7
4.3.1 Duyulur ısı eşanjörleri	7
4.3.2 Toplam ısı eşanjörleri	8
5. DÖNER TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLER	9
5.1. Genel Bilgi	9
5.2. Döner Tip Isı Değiştiricilerin Avantajları	10
5.3. Döner Tip Isı Değiştiricilerin Dezavantajları	10
5.4. Literatürde Döner Tip Isı Değiştirici	11
5.5. Döner Tip Isı Değiştiricilerde Duyulur ve Gizli Isı Transferi	14
5.6. Prosesin Psikrometrik Diyagramda İncelenmesi	15
5.6.1 Yaz işletmesi	15
5.6.2 Kış işletmesi	16
5.6.3 Don olayı	16
5.7. Etkinlik	19
5.8. Performans	20
5.9. Konstrüksiyon	20
5.10. Matris Malzemesi ve Geometrisi	22
5.11. Çapraz Kirlenme	23
5.11.1 Taşma (Carry-over)	23
5.11.2 Kaçak (Leakage)	23
5.12. Fan Kapasiteleri	25
5.13. Filtrasyon	25

5.14.	Otomatik Kontrol.....	26
5.14.1	Isı ve soğu geri kazanım kontrolü	27
5.14.2	Don kontrolü.....	27
5.14.3	Rotor hız kontrolü.....	28
5.14.4	Paralel bağlantı kontrolü	28
5.15.	Döner Tip Isı Değiştiricilerinde Uygulama Alanlarına Göre Rotor Malzemesi Seçimi.....	30
5.16.	Döner Tip Isı Değiştirgeçlerinde Rotor Pozisyonları	31
5.17.	Bakım.....	32
6.	DÖNER TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN DENEYSEL İNCELENMESİ	33
6.1.	Ölçüm Datalarının Değerlendirilmesi.....	35
6.2.	Deneysel Sonuçlar	37
7.	ENERJİ GERİ KAZANIMININ TERMODİNAMİK İNCELENMESİ	48
7.1.	Hesap Yöntemi	48
7.1.1.	Duyulur ısı transfer eden döner tip ısı değiştiriciler	48
7.1.1.1.	Yük tasarrufu.....	48
7.1.1.2.	Parasal tasarruf	48
7.1.1.3.	Döner tip ısı değiştiricinin kendini amorti etme süresi.....	48
7.1.2.	Hem duyulur hem de gizli ısı transferi yapan döner tip ısı değiştiriciler	49
7.1.2.1.	Yük tasarrufu.....	49
7.1.2.2.	Parasal tasarruf	49
7.1.2.3.	Döner tip ısı değiştiricinin kendini amorti etme süresi.....	49
7.1.3.	Soğu geri kazanımı	49
7.1.3.1.	Taze hava entalpisi	49
7.1.3.2.	Yük tasarrufu.....	50
7.1.3.3.	Parasal tasarruf	50
7.1.3.4.	Döner tip ısı değiştiricinin kendini amorti etme süresi.....	50
8.	ENERJİ GERİ KAZANIMININ EKONOMİK AÇIDAN İNCELENMESİ....	51
8.1.	Ekonomik Kriterler.....	51
8.1.1.	İlk yatırım maliyeti	51
8.1.2.	İşletme maliyeti	51
8.2.	Döner Tip Isı Değiştiricinin Uygulama Örneği.....	52
8.2.1.	Isıtma sezonu.....	53
8.2.1.1.	Enerji geri kazanımsız ısıtıcı batarya gücü	53
8.2.1.2.	Enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya gücü	53
8.2.2.	Soğutma sezonu.....	64
8.2.2.1.	Enerji geri kazanımsız ısıtıcı batarya gücü	64
8.2.2.2.	Enerji tasarrufu	64
8.2.2.3.	Enerji geri kazanımlı soğutucu batarya gücü.....	64
8.2.3.	Enerji tasarruf bedelleri.....	72
8.2.4.	İlk yatırım giderleri.....	72
8.2.4.1.	Döner tip ısı değiştirici cihaz fiyatı	72
8.2.4.2.	Isıtıcı batarya tasarrufu	73
8.2.4.3.	Soğutucu batarya tasarrufu.....	73
8.2.4.4.	Kazan ve ekipman tasarrufu.....	73

8.2.4.5.	Soğutucu ekipman tasarrufu.....	73
8.2.4.6.	Nemlendirici tasarrufu	74
8.2.5.	Yıllık işletme giderleri	74
8.2.5.1.	Isı enerjisi tasarrufu	74
8.2.5.2.	Soğu enerjisi tasarrufu	74
8.2.5.3.	Hava tarafı ek basınç kaybı gideri	74
8.2.5.4.	Bakım ve kullanım gideri.....	74
8.2.6	Geri ödeme zamanı.....	75
8.2.7	Ekonomiklik derecesi	76
8.2.8.	Cihazın kullanım süresi boyunca elde edilen kar	76
9.	SONUÇ ve ÖNERİLER	78
KAYNAKLAR.....		79
ÖZGEÇMİŞ.....		80



SİMGE LİSTESİ

β	Yüzey alan yoğunluğu
c_p	Havanın özgül ısısı
c	Isı kapasite oranlarının oranı
Δh	Tasarruf edilen entalpi
ε	Etkinlik
f	Yıllık faiz
η_k	Kazan verimi
$\varphi_{dış}$	Dış hava bağıl nemi
$\varphi_{iç}$	Isıtıcı çıkış havası sıcaklığı
φ_{oda}	İç hava bağıl nemi
G_i	Yıllık işletme gideri
G_K	Elde edilen kar
G_y	İlk yatırım gideri
G_{yy}	Senelik ilk yatırım gideri
h_d	Dış hava entalpisi
h_{oda}	Oda havası entalpisi
h_s	Matris çıkışı hava entalpisi
K	Çalışma süresi
$KT_{dış}$	Dış hava kuru termometre sıcaklığı
KT_{oda}	Oda kuru termometre sıcaklığı
KT_s	Matris çıkış havası kuru termometre sıcaklığı
m	Kütleli debi
q	Taze hava debisi
Q	Yük tasarrufu
ρ	Havanın yoğunluğu
t_{11}	Ekzost havası sıcaklığı
t_{21}	Taze hava sıcaklığı
$T_{dış}$	Dış hava sıcaklığı
$T_{iç}$	Isıtıcı çıkış havası sıcaklığı
T_{oda}	Oda sıcaklığı
T_g	Geri ödeme zamanı
T_s	Matris çıkış sıcaklığı
$YT_{dış}$	Dış hava yaş termometre sıcaklığı
YT_{oda}	Oda yaş termometre sıcaklığı
YT_s	Matris çıkış havası yaş termometre sıcaklığı

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1	Isı değiştiricilerin, ısı transfer prosesine göre sınıflandırılması	3
Şekil 3.2	Isı değiştiricilerin, yüzey yoğunluğuna göre sınıflandırılması	4
Şekil 3.3	Isı değiştiricilerin, akış düzenine göre sınıflandırılması.....	4
Şekil 3.4	Isı değiştiricilerin, akışkan sayısına göre sınıflandırılması	4
Şekil 3.5	Isı değiştiricilerin, konstrüksiyonuna göre sınıflandırılması	4
Şekil 3.6	Isı değiştiricilerin, ısı transfer mekanizmasına göre sınıflandırılması.....	5
Şekil 5.1.	Higroskopik olan ve olmayan döner tip ısı değiştiricilerde hal değişimi.....	15
Şekil 5.2.	Don riski taşımayan, higroskopik olmayan döner tip ısı değiştiricilerde havanın hal değişiminin psikrometrik diyagramında gösterimi	17
Şekil 5.3.	Don riski taşıyan, higroskopik olmayan döner tip ısı değiştiricilerde havanın hal değişiminin psikrometrik diyagramında gösterimi	18
Şekil 5.4.	Matrisin devir sayısına göre değişik hava hızlarında etkinlik değeri.....	19
Şekil 5.5.	Döner tip ısı değiştirgeci ana gövde ve parçaları.....	21
Şekil 5.6.	Döner tip ısı değiştirgecinde kullanılan matris şekilleri.....	22
Şekil 5.7.	Fanların yerleştirilme şekilleri	24
Şekil 5.8.	Döner tip ısı değiştirgecinin hız kontrolü.....	26
Şekil 5.9.	Döner tip ısı değiştirgeçlerde ısı ve soğu geri kazanımı.....	27
Şekil 5.10.	Döner tip ısı değiştirgeçlerinde don kontrol devresi	28
Şekil 5.11.	Döner tip ısı değiştirgeçlerinde rotor hız kontrol devresi.....	28
Şekil 5.12.	Döner tip ısı değiştirgeci kullanılan klima santralinde otomatik kontrol sistemi	29
Şekil 5.13.	Rotor pozisyonları.....	31
Şekil 6.1.	Döner tip ısı değiştirgeçlerinin deney standının şematik diyagramı.....	34
Şekil 6.2.	Döner tip ısı değiştiricilerin etkinlik değeri, Galvaniz rotor malzemesi için	38
Şekil 6.3.	Döner tip ısı değiştiricilerin etkinlik değeri, C_r^* ve NTU için(Ga+Al).....	39
Şekil 6.4.	Döner tip ısı değiştiricilerin etkinlik değeri, C_r^* ve NTU için(Ga).....	40
Şekil 6.5.	Döner tip ısı değiştiricilerin etkinlik değeri, C ve NTU için	41
Şekil 6.6.	Döner tip ısı değiştiricilerin etkinlik değeri, C^* ve NTU- C_r için	42
Şekil 6.7.	Döner tip ısı değiştiricilerin etkinlik değeri, C^* ve NTU için.....	43
Şekil 6.8.	Döner tip ısı değiştiricilerin etkinlik değeri, C^* ve NTU için((Ga+Al)	44
Şekil 6.9.	Döner tip ısı değiştiricilerin etkinlik değeri, C_r^* için(Ga)	45
Şekil 6.10.	Döner tip ısı değiştiricilerin etkinlik değeri, C_r^* için(Ga+Al)	46
Şekil 6.11	Döner tip ısı değiştiricilerin etkinlik değeri, rotor devir sayısı ve C_r^* için...	47
Şekil 8.1.	Ocak ayında döner tip ısı değiştiricili klima santralinde havanın hal değişimi	55
Şekil 8.2.	Haziran ayında döner tip ısı değiştiricili klima santralinde havanın hal değişimi	65
Şekil 8.3.	Isıtma ve soğutma sezonlarında, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halindeki batarya yükü.....	70
Şekil 8.4.	Isıtma ve soğutma sezonlarında, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halindeki taze hava sıcaklığı	71

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1.	Döner tip ısı değıştiricilerde rotor malzemesi seçimi.....	30
Çizelge 8.1.	İstanbul için ortalama dış hava sıcaklığı ve ortalama bağıl nem	53
Çizelge 8.2.	Isıtma ve soğutma sezonlarında enerji tasarruf miktarları	72
Çizelge 8.3.	İlk yatırım ve yıllık işletim giderleri	75
Çizelge 8.4.	Senelere göre elde edilen kar miktarı.....	77



T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

ÖNSÖZ

Gelişmekte olan ülkemizde, gelişme ile birlikte enerji tüketimi artan bir grafik çizmektedir. Sürekli tüketilen enerji ve tüketim atıkları, büyük problem olmaktadır. Üstelikte kullanılan sistemlerin verimlilik değerlerinin düşük olması yüzünden, boşuna harcanan bir meblağ söz konusudur. Bu durumu fark eden sanayii sektörü, dışarı attığı ve bir daha kullanmadığı enerjiyi geri kazanmanın yollarını aramaktadır. Çünkü üretim sektöründe en küçük giderin yok edilmesi demek, üretilen ürünün fiyatının bir miktar düşürülmesi ve bu da daha iyi bir pazar payı demektir.

Atık ısıdan yararlanma amacıyla üretilen ısı değiştiricilere bir örnekte döner tip ısı değiştiricilerdir. Bu çalışmamda, döner tip ısı değiştiricilerin ne olduğunu, avantaj ve dezavantajlarını, kullanıldığı yerler değinilerek anlatılmış ve ekonomik açıdan inceleme yapılan bir örnek verilmiştir. Sonuçta, ülkemizde henüz yeterince ilgi görmeyen bu cihazın yararlarından bahsedip, kullanımı teşvik edilmiştir.

Projemi yürüten sayın Doç.Dr.Eyüp AKARYILDIZ' a, bilgilerini esirgemeyen tüm hocalarıma, çalışmamda beni destekleyen tüm mesai arkadaşlarıma, maddi-manevi desteklerinde dolayı anneme, babama ve eşime teşekkürü bir borç bilirim.

1999,İstanbul

ÖZET

Döner tip ısı değıştiriciler, yüksek etkinlik değeri ile, en ekonomik ve kendini en kısa sürede amorti eden ısı değıştiricilerdir. Yüksek kapasiteli uygulamalarda, ilk yatırımı bile ekonomik olabilmektedir. Çalışmamda döner tip ısı değıştiriciler, avantajları, dezavantajları, konstrüksiyonu, kullanılan otomatik kontrol sistemleri açısından incelenmiştir. Bu konuda yapılan önceki çalışmalar ve döner tip ısı değıştiricinin etkinlik değeri gösteren deneysel sonuçlara değinilmiştir. Ayrıca bir hastane binası için düşünülen klima santralinede, döner tip ısı değıştirici kullanılması halinde, ısı ve soğu geri kazanım miktarları ay bazında çıkarılmış, elde edilen parasal tasarruf değeri ile, ilk yatırım değerleri karşılaştırılarak, bu sistemin kendini amorti etme süresi hesaplanmıştır. Bu sistemin kullanılması ile elde edilecek kar miktarları hesaplanarak, sistemin ekonomik olduğu gösterilmiştir. Sonuçta bir döner tip ısı değıştirici sistem örneği verilmiş ve bu sistemin kullanılması tavsiye edilmiştir.



ABSTRACT

Rotary type heat exchangers are the most economical exchangers with high efficiency. They amortizes themselves in a short period of time. In high capacity applications, even initial cost can be economical. In my study, rotary type heat exchangers have been searched in the aspect of their advantages, disadvantages, construction and automatic control systems. The previous studies and experimental results which indicate the effectiveness of the rotary type heat exchangers have been brought up. In addition, heat and cool recovery amounts have been derived for months in case of using rotary type heat exchangers in an air conditioning plant of a hospital building. Obtained value of money savings has been compared to initial cost and pay off period of the system has been calculated. Profits which can be obtained have been calculated and it is shown that using this system is economical. In the result of this thesis, an example of rotary type heat exchanger system is given and using of this system is advised



1.GİRİŞ

Enerji kaynaklarının sınırlı olması, giderek tükenmekte oluşu ve temininde karşılaşılan zorluklar enerji tasarrufunu gerektiren sebepler olmuştur. Son yıllarda yapılan enerji tasarruflarının ve çevre koruma bilincinin artışı, enerji geri kazanım sistemlerinde kullanılan tekniklerin gelişiminin bir göstergesidir. Özellikle 1973 yılında meydana gelen ekonomik kriz ve buna bağlı olarak petrol ürünlerindeki fiyat artışı, sektörde enerji temin etme konusunda, alternatif yöntem arama girişimlerini arttırmıştır. Öncelikle sanayide enerji kayıpları giderilmeye, atılan enerjiler geri kazanılmaya ve uygun ortamlarda kullanılmaya çalışılmıştır. Mahallerdeki transmisyon ve ısıma ile ısı kayıpları, yapı malzemelerinde kullanılan izolasyon maddeleri ile giderilmeye çalışılmıştır. Ancak mahallerin ısıtılması ya da soğutulması sırasında ihtiyaç duyulan taze havanın, ısıtılması veya soğutulması için değişik ısı değiştirgeçlerine ihtiyaç duyulmuştur. Asıl amaç, dışarı atılan ve kullanılmayan enerjinin, bu ısı değiştiriciler ile alınıp tekrar kullanılabilecek bir ortama aktarılmasıdır.

2. ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN KULLANIM AMAÇLARI

Isı geri kazanım ekipmanları, özel sistemlerin kullanılması durumunda ağırlıklı olarak gerekli olan ekipmanlar olmamakla birlikte, yinede gerek verimliliği emniyetli bir şekilde arttırmak ve gerekse aşağıdaki şu özellikleri sağlamak için düşünülürler;

- a) Dış havanın, kışın ısıtma ve nemlendirme, yazın ise soğutma ve nem alma yüklerinin azaltılmasını sağlamak. Böylece daha küçük kapasitede ve boyutta, ısıtma ve soğutma sistemlerinin kurulmasına imkan sağlamak.
- b) Azalan ısıtma ve soğutma yüküne karşılık, harcanan enerji tüketimini azaltmak
- c) Azalan enerji tüketimine göre, çevreye daha az partikül ve termal etki şeklinde daha az zarar verilmesini sağlamak.
- d) Birim ürün başına enerji masraflarını düşürerek, kar/maliyet oranını artırmak.



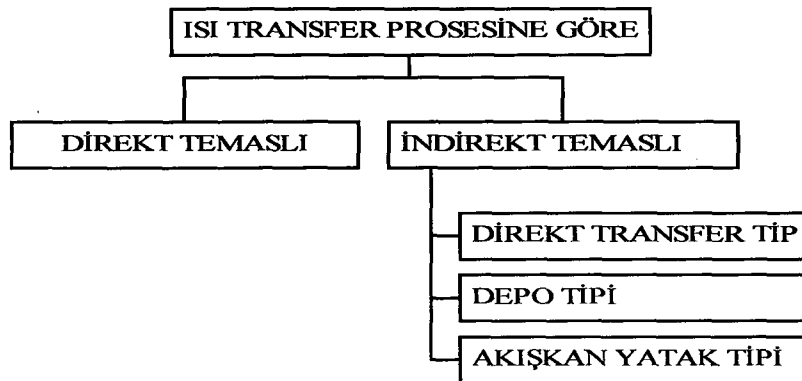
3.ENDÜSTRİYEL UYGULAMADA ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİN SINIFLANDIRILMASI

Isı değiştiricileri, en az iki ayrı sıcaklıktaki akışkan arasında ısıyı transfer etmek için kullanılır. Akışkanlar, ayırıcı yüzeyler arasından geerirken, ısınıı bu ayırıcı yüzeylere bırakır ve yine diğer akışkan bu ayırıcı yüzey üzerinden geerirken ısıyı alır. Akışkanlar, ısı transferi sırasında birbirlerine karışmazlar. Genel ısı değiştirgelerine örneğ: eşanjör, otomobil radyatörü, evaporatör, soğutma kulesi vb. Eğer ısı değiştirgeçlerde, akışkanlardan birinde faz değişikliği olmazsa, bu tür ısı değiştirgelere duyulur ısı değiştirgeçleri denir. Eğer akışkanların birbirleri ile karışması isteniyorsa, ayırıcı yüzeyler kaldırılarak direkt temas sağlanabilir.

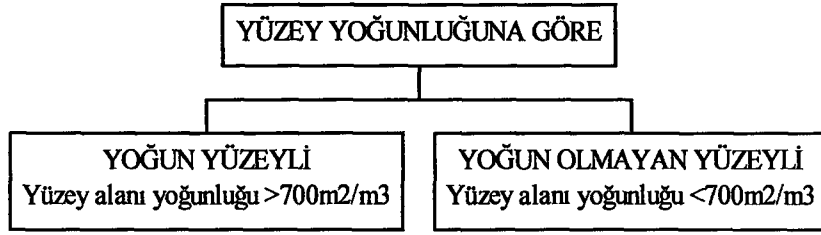
Isı değiştirgeçleri tiplerine göre dağıtıcı eleman, ısıtıcı, manifold, tank, giriş-çıkış nozülleri, boru ya da kanal, tıkaç vb. elemanlar içerir. Döner tip ısı değiştirgeçleri hariç, hareket eden parçaları bulunmaz. Döner tip ısı değiştirgeçlerinde ihtiyaca göre, motor ana gövdeyi (rotoru) değişik hızlarda döndürebilmektedir.

Isı değiştirgeçlerde en önemli parça, ısının transfer olduğu yüzeylerdir. Isı transfer miktarını artırmak amacıyla kullanılan kanatlar, ısı değiştiricilerde de kullanılır.

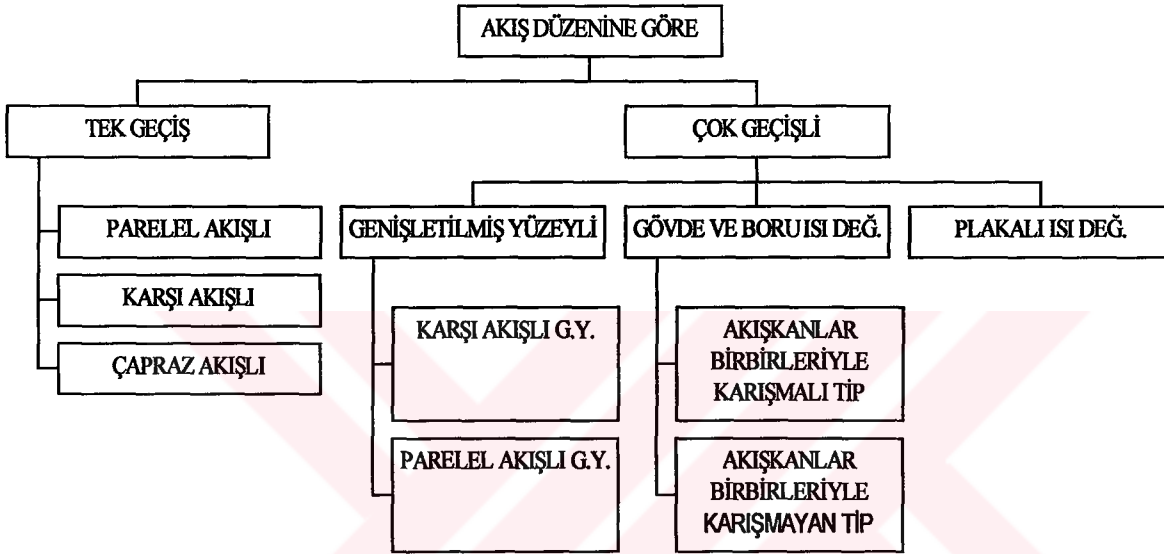
Isı değiştirgeçleri, ısı transfer proseslerine göre, yüzey alanlarının yoğunluğuna göre, akış düzenine göre, konstrüksiyonuna göre, akışkan sayısına göre ve ısı transfer mekanizmasına göre sınıflara ayrılabilirler.



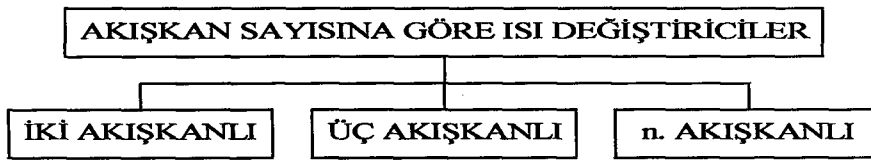
şekil 3.1.Isı değiştiricilerin, ısı transfer prosesine göre sınıflandırılması (Tarakçı, 1991).



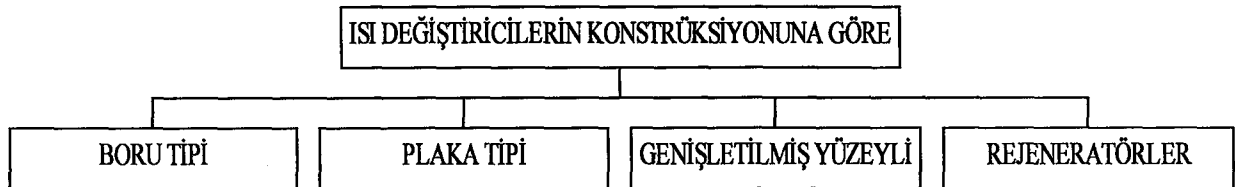
Şekil 3.2. Isı değiştiricilerin yüzey yoğunluğuna göre sınıflandırılması (Tarakçı, 1991).



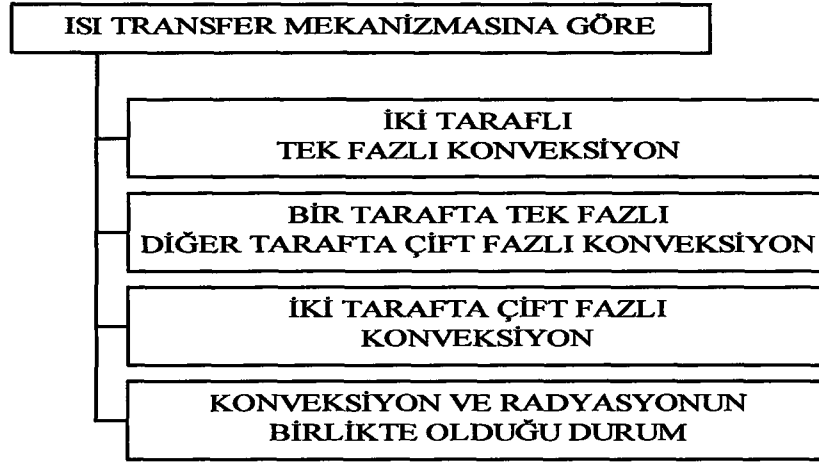
Şekil3.3. Isı değiştiricilerin akış düzenine göre sınıflandırılması (Tarakçı, 1991).



Şekil3.4. Isı değiştiricilerin akışkan sayısına göre sınıflandırılması (Tarakçı, 1991).



Şekil3.5. Isı değiştiricilerin konstrüksiyonuna göre sınıflandırılması (Tarakçı, 1991)



Şekil3.6. Isı değıştircilerin ısı transfer mekanizmasına göre sınıflandırılması (Tarakçı, 1991)

Isı değıştirgeçlerinin, prosese göre ayrımında depo tipine bir örnekte, döner tip ısı değıştirgeçleridir. Döner tip ısı değıştirgeçlerinde sıcak akışkan, ısı değıştirgecinin içinden geçerken bir miktar enerjisini, ısı değıştirgecinin ayırıcı yüzeylerine (duvarlarına) transfer eder. Döner tip ısı değıştirgecinin rotoru dönüp, ısınan yüzeyler soğuk akışkan bölümüne geldiğinde ısıyı buraya aktarır. Isı transferi böylece periyodik bir şekilde devam eder.

Döner tip ısı değıştirgeçlerinde, akışkanlar aksiyal yönde hareket ederken yine tambur tipi ısı değıştirgeçlerinde akışkan hareketi radyal yöndedir.

Isı değıştirgeçleri yüzey alanlarının yoğunluğu (sıklılığı= β) $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'den büyük veya küçük olmasına göre sınıflandırılabilir. $\beta \geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olan yüzeylere yoğun yüzeyli ısı değıştirgeçleri, $\beta < 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olan yüzeylere de yoğun olmayan yüzeyli ısı değıştirgeçleri adı verilir. Pratikte döner tip ısı değıştirgeçleri yüzey alanlarının yoğunluğu 700 ile $6600 \text{ m}^2/\text{m}^3$ arasında olduğundan, çok yoğun yüzeyli ısı değıştirgeçleri arasında yer alır. Gazların konveksiyon ısı transfer katsayısı, sıvılara göre daha küçüktür. Bu yüzden gazdan gaza ısı transferinde tercih edilen ısı değıştiriciler, yoğun yüzeyli ısı değıştiricilerdir.

4. HAVADAN HAVAYA ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN UYGULAMA ALANLARI

Havadan havaya enerji geri kazanım uygulamalarının üç temel alanı mevcuttur.

- 1) Prosesten prosese enerji geri kazanım
- 2) Prosesten konfora enerji geri kazanım
- 3) Konfordan konfora enerji geri kazanım

4.1. Prosesten Prosese Enerji Geri Kazanım

Prosesten prosese ısı geri kazanım uygulamalarında ısı, prosesin egzost havasından alınarak, taze havasına aktarılır. 870 °C mertebesindeki egzost akımından bile enerji alabilecek ısı değiştirgeçleri geliştirilmiştir. Prosesten prosese enerji geri kazanım cihazları genelde sadece duyulur ısıyı geri kazanıp, gizli ısıyı geri transfer etmezler. Nem transferi, uygulanan prosese bozucu etkisi vardır.

Proses egzostunda aşağıdaki noktaların etkisi, uygun cihaz seçiminde etkilidir.

- a) Korozyonun etkisi: Enerji geri kazanım uygulaması düşünülürken, ısı değiştiricinin proses çıkışı, uygun imalat malzemesini gerektiren bileşenler içermelidir.
- b) Kondensin etkisi : Proses çıkışı soğutma ile, ısı değiştiricide yoğuşmaya sebep olabilecek kadar yüksek bileşen çokluğu içerebilir.
- c) Kirleticilerin etkisi: Eğer proses çıkışı özel kirleticiler veya yoğuşabilen bileşenler içeriyorsa, ısı değiştiricinin temizlenebilir yapıda imal edilmesi gerekir. Hava ön filtreleme sistemine sahip veya açık yapılı ısı değiştirici üretimine yönelme, temizleme periyodunu minimize etmek için düşünülebilir.
- d) Diğer ekipmanlar üzerine etkisi: Enerjinin proses çıkışından alınması, hava kirliliği kontrol maliyetini daha ucuza indirgeyerek veya elektronik çökticilerin verimini geliştirerek düşünülür.

4.2. Prosesten Konfora Enerji Geri Kazanımı

Bu tür uygulamalarda atık ısı bir prosesten alınarak, bir bina veya hacim ısıtılmasında kullanılır. Tipik uygulamalar dökümhane, levha kaplama prosesleri, kağıt fabrikaları gibi ısıtılmış proses egzostuna sahip işletmelerde görülür.

Prosesten prosese enerji geri kazanım uygulamalarında amaç, tam kapasiteyle ısının geri kazanılması olduğu halde, prosesten konfora enerji geri kazanımının da, ılık günlerde taze dış hava ve/veya ısıtılan hacim havasının aşırı ısınmasını önlemek için, kontrol gereklidir. Ayrıca yaz aylarında da ısı geri kazanımı gerekmektedir. Bu nedenle yıl periyodunda prosesten prosese uygulamalarına göre, prosesten konfora uygulamalarında daha az enerji geri kazanımı gerçekleşir. Proses egzostunda aşağıdaki noktaların etkisi uygun cihaz seçiminde etkilidir.

- a) Korozyonun etkisi
- b) Kondensin etkisi
- c) Kirlenmelerin etkisi

Prosesten konfora ısı geri kazanım eşanjörleri genellikle duyulur ısıyı geri kazanır, hava akımları arasında nem transferi yapılmaz.

4.3. Konfordan Konfora Enerji Geri Kazanımı

Bu tür uygulamalarda enerji geri kazanım eşanjörü, ılık günlerde binanın taze havasının entalpisini azaltırken, soğuk günlerde artırır. Bu ise taze hava ile egzost havası arasında, bu cihazla gerçekleştirilen enerji transferi ile sağlanır. Yani hem yaz hem de kış uygulamalarında kullanılır.

Ticari ve endüstriyel geri kazanım ünitelerine ilave olarak, küçük kapasiteli paket tip ticari ısı geri kazanan vantilatörler de (HRV) geliştirilmiştir.

Konfordan konfora enerji geri kazanım uygulamalarında kullanılan cihazlar, iki ana grupta toplanabilir.

- a) Duyulur ısı eşanjörleri
- b) Toplam ısı eşanjörleri

4.3.1. Duyulur ısı eşanjörleri:

Egzost havasının çığ noktası sıcaklığı altında bir değere kadar soğutulması durumunda, yoğunlaşma meydana gelir. Bu tip eşanjörler, bu tür uygulamalar haricinde sadece duyulur ısıyı transfer etmek için kullanılır.



5.DÖNER TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLER

5.1.Genel Bilgi

Döner tip ısı değıştirgeçleri, alüminyum ya da çeliğin ondüleli kıvrılması ve çok küçük kanalcıkların oluşturulması ile imal edilirler. Sıcak ve soğuk akışkanlar cihazın içinde bulunan küçük kanallardan geçerler. Kanalların içinde hareket eden akışkan, ısı değıştirici içinden aksiyal yönde geçiş yapar. Bu sırada rotor yavaş bir şekilde dönmeye devam eder.

Döner tip ısı değıştiriciler, literatürde disk tipi döner ısı değıştirici, ısı tekeri, termal tekerlek, rejeneratif tip hava ısıtıcı, havadan havaya ısı geri kazanım tekerleğı ya da mucidine hitaben Ljungstrom ısı değıştirici olarak geçerler.

Döner tip ısı değıştiriciler çok değışik kullanım alanlarında, çok değışik yüklerde kullanılırlar. Elektrik güç üretim istasyonlarında (termik santrallerde), termal enerji kaynaklarının ısı geri kazanım ünitelerinde, gaz türbinlerinde, ısıtma-havalandırma ve klima santrallerinde, dışarı atılan sıcak havadan ısıyı geri kazanmak amacıyla kullanılırlar.

Döner tip ısı değıştiricilerde kullanılan, dört ayrı tip matris vardır. Birincisi paslanmaz çelik veya alüminyum tellerin sıkı sıkıya ağ şekline getirilmesi ile imal edilir. İkincisi, metal plakaların fabrika ortamında proseslerle, değışik şekillere sokularak paralel akım pasajları oluşturularak meydana getirilen matrislerdir. Üçüncüsü, seramik malzemeden bal peteğı şeklinde yapılan laminar matristir. Bu tür matrisler yüksek sıcaklıklarda kullanılır. Dördüncü tip ise, nem alış-veriş yapabilen ve havadaki özgül nemi üzerine alarak soğuk akışkan tarafına veren, bu sayede gizli ısıyı da transfer edebilen mikroskopik ısı tekeridir. Bu tür tekerler havanın içindeki su buharını, kendi üzerinde bulunan ve nem almaya yarayan mikroskopik maddeler tarafından absorbe ederler. Tekerleğın dönmesi sonucu, soğuk akışkan bölümüne geçen yüzey, üzerindeki suyu soğuk akışkana verir. Bu sayede suyun gizli ısısından da yararlanılır.

Dr. Stirling (1816), hava ısıtma cihazlarında ısı değıştirgeçlerinin kullanılması ve bunların imal edilmesini önermiştir. Isı değıştiriciler, hava ısıtıcı ünitelerde ön ısıtıcı olarak kullanıldığında, bunların daha sıkı bir yapıda olmaları ve basınç kayıplarının düşük olması gerektiğı anlaşılmıştır.

5.2.Döner Tip Isı Değiştiricilerin Avantajları

Döner tip ısı değiştiricilerin direkt tip ısı değiştiricilere göre, dört avantajı vardır.

- 1- Daha sıkı bir ısı transfer yüzeyi sağlanabilmektedir.
- 2- Bu ısı değiştiriciler, diğer ısı değiştirici ünitelere, göre daha kısa sürede kendini amorti edebilmektedir.
- 3- Akışın karşı akışlı olması yüzünden, filtre kullanılmasa bile dışarı atılan hava ile kanallar süpürüldüğünden, yüzeyler temiz kalır. Havanın içinde yağlı, yapışkan, toksin vb. maddeler bulunmadıkça filtreye gerek yoktur.
- 4- Nemlendirme prosesine sahip sistemlerde, dönüş havası nemini geri kazanarak enerji tasarrufuna sebep olur. Döner tip ısı değiştiriciler soğutma için kullanıldığı zaman, sistem için gerekli olan soğutucu ekipmanların (kompresör, soğutma kulesi vb.), soğutma serpantinlerinin, pompaların ve tesisatın boyutlarını küçülterek önemli bir tasarruf sağlar.

5.3.Döner Tip Isı Değiştiricilerin Dezavantajları

Döner tip ısı değiştiricilerin direkt tip ısı değiştiricilere göre, dört dezavantajı vardır.

- 1- Döner tip ısı değiştiricilerde kaçak ve taşınma ile soğuk-sıcak akışkanlar karışabilmektedir. Bunu önlemek için fanların yerleri iyi ayarlanır ve bir temizleme bölümü kullanılır. Temizleme bölümü kullanılmadığı durumlarda, eğer pis havanın içinde, temiz havaya karışması istenmeyen maddeler bulunduğunda (toksin, toz, boya, sigara dumanı vb.), taze hava bu maddeler içeren hava ile karışır.
- 2- Eğer akışkanlar arası basınç farkı artar ise, kaçak ile karışan akışkan miktarı artmakta ve bu önemli bir problem oluşturmaktadır. Bu yüzden sıcak ve soğuk akışkan basınç farkı 4 bar'dan fazla olmamalıdır. Buhar kazanları ve ısıtma kazanlarında bu problem önem taşımamaktadır. Çünkü sıcak ve soğuk akışkan basınçları birbirlerine çok yakın değerlerdedir.
- 3- Döner tip ısı değiştiriciler, diğer ısı değiştiricilere nazaran daha sıkı bir yapıda olduklarından, basınç kayıpları da diğer ısı değiştiricilere göre fazla olmaktadır.
- 4- Döner tip ısı değiştiricilerde meydana gelecek basınç düşümü üzerindeki kısıtlamalar, matris yüzeyi değişmeksizin geniş bir akış alanı gerektirir. Bu durumda, hantal bir kanal sistemi oluşumuna sebebiyet verir.

5.4. Literatürde Döner Tip Isı Değiştirici

Demir endüstrisinde, gaz türbinlerinde ve güç istasyonlarında ön hava ısıtıcısı olarak önceleri sabit matrisli ısı değiştiriciler kullanılırdı. Frederick Ljungstrom (1922), yaptığı çalışmalar sonucu döner tip ısı değiştiricileri önerdi. Ayrıca kendisi dizaynını yapıp, patentini aldı (Tarakçı,1991).

Daha sonra bu teori ile ilgili, ısı geri kazanımı konusunda Anzelius (1926), Nusselt (1927), Hausen (1927-1929) ve Schuman (1929), çalışmalar yaptı. Bu çalışmaları yaparken şu kriterleri kabul ettiklerini açıkladılar (Tarakçı,1991).

- 1- Uzun ısıtma ya da soğutma periyodu içinde, çok küçük zaman diliminde ani değişiklikler içeren, değişen sıcak ve soğuk akışkan şartlarının meydana geldiği durumlar söz konusudur. Bu ihtiyaç, döner tip ısı değiştirgeçlerinin dönme hızlarının ayarı ile karşılanabilir.
- 2- Katıların ısı iletkenliği sonsuz geniş aralıktadır.
- 3- Direkt paralel gaz akışlarda, katıların ısı iletkenliği sonsuz geniş ve gaz akışına dik yönde sınırlı değerdedir.
- 4- Direkt paralel gaz akışlarda, katıların ısı iletkenliği sıfırdır, dik yönde gaz akışında sonsuz geniş aralıktadır.
- 5- Direkt paralel gaz akışlarda, katıların ısı iletkenliği sıfır ve dik yönde gaz akışlarda ısı iletkenliği sınırlı değerdedir.

Bu olaylar ilk olarak Nusselt ve Hausen tarafından araştırılmıştır. Hausen, döner tip ısı değiştiricilerin verimliliğinin, karşıt akışlı direkt ısı değiştiricilerle yaklaşık aynı olduğunu göstermiştir. İkinci madde Nusselt tarafından çalışılmıştır. Nusselt'in çalışmaları döner tip ısı değiştiricilerin performansının oldukça zayıf olduğunu göstermiştir. Bu ısı değiştirgeç eşitliklerinin çözümleri ilk olarak elde edilirken, ikinci ve üçüncü maddelerin çok karmaşık olmadığı anlaşılmıştır. Ancak bu maddeler ile endüstriyel uygulamalar sınırlıdır. Dördüncü madde bu ısı değiştirgeçlerin uzun-ince metal yüzeylerden üretilmesi gerektiğini gösterir. Metal duvarların kalınlığı çok küçük ve ısı iletkenliği oldukça geniş olduğundan dolayı, gaz akımına dik doğrultudaki Biot sayısı çok küçüktür. Bundan dolayı, bu doğrultu içinde metalin ısı iletkenliğinin sonsuz derece geniş olduğu kabul edilebilir. Buna rağmen rejeneratörün uzunluğu büyük, kesit alanı oldukça küçüktür. Beşinci madde, reflektör tuğladan yapılan sabit matrisli ısı değiştiriciler ile cam seramikten yapılmış döner tip ısı değiştiricileri kapsar. Ama

değiştirdiğini gösterdiler (Tarakçı, 1991).

Lambertson (1958), periyodik akımlı ısı değiştiricilerin performans değerlerini araştırdı. Lambertson döner tip ısı değiştiricilerin performansını, enerji balanslarını yazarak hesapladı. Ama ısı değiştirgeçlerin diferansiyel eşitliklerini düşünmedi (Tarakçı, 1991).

Bahnke ve Howard (1964), nümerik olarak döner tip ısı değiştirgeçlerinin performansına, aksiyal ısı iletiminin etkisini inceledi. Bahnke ve Howard, Lambertson tarafından kullanılan sonlu diferansiyel denklem metodunu kullandı (Tarakçı, 1991).

Kays ve London $\varepsilon < 90$ olma şartı ile $C_r/C_{\min}$ 'nin döner tip ısı değiştirgeçlerinin verimliliği üzerindeki etkisini aşağıdaki formülle sundu (Tarakçı, 1991).

$$\varepsilon \cong \varepsilon_r [1 - 1/(9 (C_r/C_{\min})^{1.93})] \quad (5.1)$$

ε_r : Çapraz akışta etkinlik düzeltme çarpanı

$C_r/C_{\min}$: Kapasite oranının, minimum ısı kapasitesine oranı.

London, aksiyal ısı iletiminin, verimlilik üzerine etkisini araştırdı. London verimlilik için aşağıdaki düzeltme faktörünü önerdi.

$$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} \cong \frac{k.A_{cr}}{L.C_{\min}} \quad (5.2)$$

$\Delta \varepsilon$: Etkinlik değerindeki değişim

k : Matris malzemesinin ısı transfer kat sayısı

A_{cr} : Isı transfere dik kesit alanı

L : Karakteristik uzunluk

London, Sampsell ve Gowann (1964), gaz türbinlerinde kullanılabilecek ısı değiştirgeçlerini inceledi. Gaz türbinlerinde kullanılan karşıt akışlı ısı değiştirgeçlerin, soğuk-sıcak akışkanların sıcaklık değişiminin, diğer akışkan üzerine etkisini, boyutsuz grafik formlar şeklinde sunarak, çözümünü sağladı (Tarakçı, 1991).

Holmberg (1977), döner tip ısı değiştiricilerde kütle ve ısı transferini araştırdı. Bu çalışmalarda uygulamalı olarak rotor hızının, ısı değiştirgecin performansına etkisini gösterdi. Değişik hallerde, döner tip ısı değiştirici içinde sıcaklık ve nem dağılımını hesapladı. Yine Holmberg (1979), higroskopik matrisli döner tip ısı değiştiricilerde ısı ve kütle transfer olaylarını inceledi (Tarakçı, 1991).

Leersum ve Ambrose (1981), higroskopik olmayan matrisli döner tip ısı değiştiricilerde ısı transfer olayının, matematik modellemesini gerçekleştirdi (Tarakçı, 1991).

London (1964), üretim toleranslarının, ısı değiştirgeçleri üzerinde sürtünme katsayısına etkisini araştırdı. Boyutların ve yüzey şekillerin değişiminin, sürtünme katsayısı üzerinde etkisini buldu (Tarakçı, 1991).

Yoğun yüzeyli ısı değiştirgeçleri boyları genellikle çok yüksek, ama hidrolik çapları çok küçük olur(0.5mm civarında). Bu yüzden çok ince kanatlı yüzeylerin ya da cam-seramik yüzeylerin imalatı için değişik bir üretim teknolojisi gerekir. Vigor ve Leibring (1962), General Motors'un araştırma labaratuvarında çok ince kalınlıkta metal parçaların üretimi ve bunların ısı değiştirgeçlerde kullanılması ile ilgili çalışma yaptı. Bu çalışma ile metal parçaların kalınlığı 0.051mm'ye kadar düşürüldü (Tarakçı, 1991).

Mondt, üniform olmayan şekildeki yüzeylerin, rejeneratörün performansına etkisini araştırdı. Yaptığı çalışmada Mondt, üniform olmayan kanatların ısı transfer miktarına ve basınç kaybına ne kadar etkisi olduğunu ve bunların kar-zarar durumları inceledi (Tarakçı, 1991).

Rapley ve Webb, seramik (Si_3N_4) matrisli döner tip ısı değiştiricilerde, laminar akımda performans değerlerini araştırdı (Tarakçı, 1991).

Szabo (1967), döner tip ısı değıştircilerde ilk yatırım maliyeti, işletim maliyeti ve diğeri maliyetler çıkartılarak ekonomi hesapları yapmış, amorti etme sürelerini bulmuştur (Tarakçı, 1991).

Dunkle ve MacLaine-Cross, döner tip ısı değıştircilerde duyulur ve gizli ısı transfer edebilen tiplerde, ısı transferi, kütle transferi ve basınç kayıplarını inceledi. Döner tip ısı değıştircilerde, ekzost havasından ısı geri kazanımının Amerika Birleşik Devletleri, Kanada ve Avustralya'da ekonomik olduğunu gösterdi (Tarakçı, 1991).

Bulck, Mithchell ve Klein, döner tip ısı değıştircilerde, ısı transfer katsayısı üzerine teorik çalışmalar yaptı. Bu çalışmada, enerji korunumu eşitliklerini, tek boyutlu transit geçişli akışta kurup, analizini gerçekleştirdi. Yine Bulck, Mithchell ve Klein (1985), nem transferi gerçekleştirmeyen döner tip ısı değıştircilerde, performans değerleri ile ısı transfer katsayısı arasında bir ilişki kurmaya çalıştı (Tarakçı, 1991).

5.5.Döner Tip Isı Değıştircilerde Duyulur ve Gizli Isı Transferi

Döner tip ısı değıştircilerde duyulur ısı, sıcak akışkan matris içinden geçerken, ısını bu yüzeye bırakması ve rotorun dönmesi ile ısıyı depolamış yüzeyin soğuk akışkan tarafına geçerek, ısıyı soğuk akışkana vermesi ile gerçekleşir.

Gizli ısı ise, nemin matrisin higroskopik yüzeyleri tarafından absorbe edilerek, daha düşük nem potansiyeli taşıyan diğeri akışkana transfer edilmesi ile gerçekleşir. Bu sayede bağıl nemi yüksek bir yerde soğutma yapılması durumunda, taze hava içinde bulunan su partikülleri , döner tip ısı değıştirici yardımıyla ekzost havasına taşınarak, içeri daha az bağıl neme sahip havanın girmesine olanak tanır. Tersisi durumunda, yani bağıl nemi düşük bir ortamda yine ekzost havasından alınan nem, taze havaya karıştırıldığından, nemlendirici kapasitesi azalacaktır.

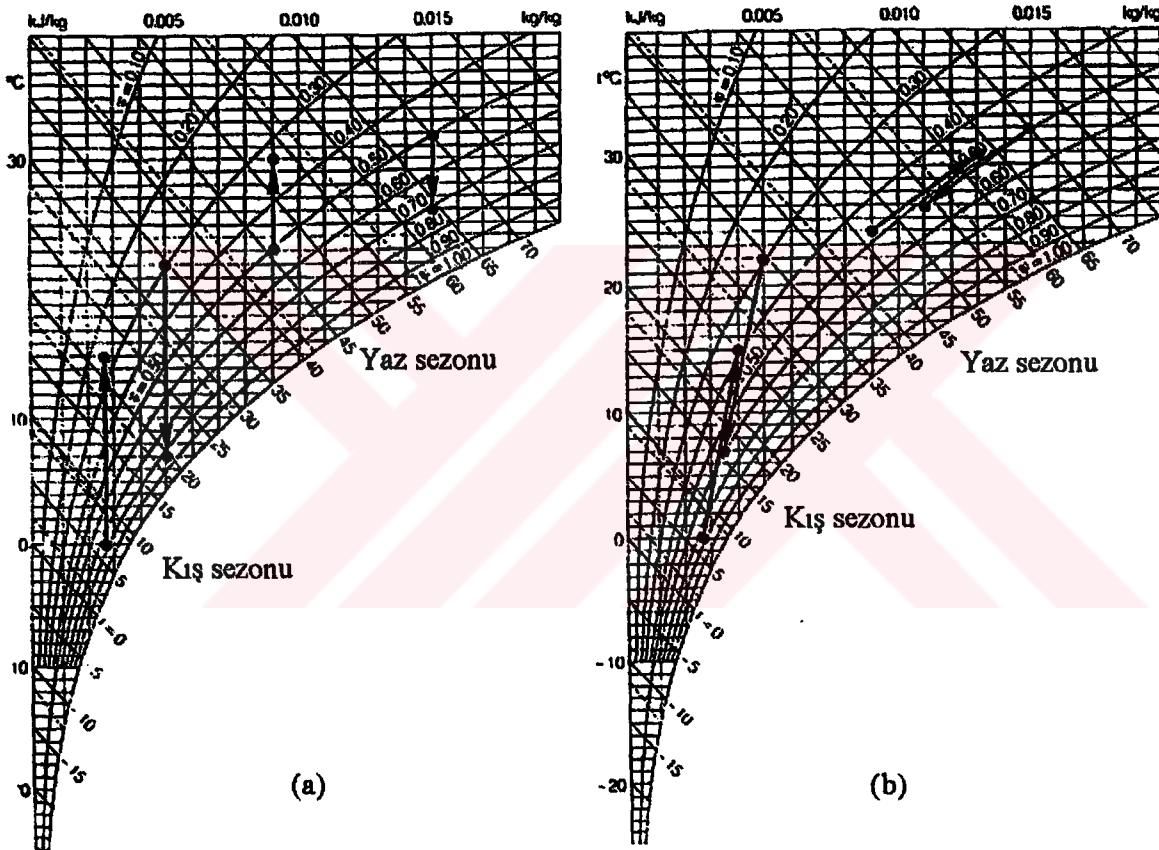
Yüzey malzemesi higroskopik maddeler ile kaplanmamış matrislerde nem transferi ancak, sıcak havanın çığ noktası sıcaklığının altındaki bir hava ile soğutulması ile mümkündür. Soğuk akışkan sıcaklığı, diğeri tarafta bulunan havanın çığ noktası sıcaklığından düşük olması durumunda, matris malzemesi sıcaklığı çığ noktası sıcaklığının altına düşecektir. Sıcak akışkan içinde bulunan su partikülleri, çığ noktası sıcaklığının altında bir yüzeyle karşılaştığında, burada yoğuşacak ve bu su partikülleri soğuk akışkan tarafına taşınacaktır.

Böyle bir durumun oluşması ve yüzeyde oluşan kondensin korozyona neden olacağı ihtimali göz ardı edilmemelidir.

5.6. Prosesin Psikrometrik Diyagramda İncelenmesi

Higroskopik yüzeyli döner tip ısı değiştiricilerde, ekzost ve taze hava şartlarının değişimi, matrise giriş şartları arasındaki doğru üzerinde olur. Sadece duyulur ısı transfer edilen döner tip ısı değiştiricilerde, ekzost ve taze hava matrise giriş şartlarındaki özgül nem doğrusu üzerinde hareket eder. Eğer yüzeylerde yoğuşma olur ise, prosesin gelişimi işletme şartlarına göre değişim gösterir.

Şekil 5.1'de higroskopik olan ve olmayan matrislerde hal değişimi gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Higroskopik olan ve olmayan döner tip ısı değiştiricilerde hal değişimi

a-Higroskopik olmayan

b-Higroskopik olan

5.6.1. Yaz işletmesi

Şekil 5.1'de görüldüğü gibi higroskopik yüzeyli döner tip ısı değiştiricilerde, ekzost havasının şartlarına bağlı olarak, taze havanın hem sıcaklığı hem de nemi düşürülür. Higroskopik olmayan matrislerde ise sadece sıcaklık düşer.

5.6.2.Kış işletmesi

Higroskopik yüzeyli döner tip ısı değiştiricilerde, nem transferi ile taze havanın nemlendirilmesi işleminin bir kısmı sağlanır. Buda nemlendirici ünitesinde kapasite azalmasına neden olur. Oysa higroskopik olmayan döner tip ısı değiştiricilerde, yaz şartlarına benzer bir şekilde değişim, özgül nem doğrultusunda gerçekleşir. Higroskopik olmayan matrisler 0°C’ da, yoğunlaşma meydana gelse bile don riski olmaksızın, %45 nem etkinliği ile çalışabilirler.

5.6.3.Don olayı

Higroskopik yüzeyli döner tip ısı değiştiricilerde, ekzost ve taze hava şartlarını birleştiren doğru, $\phi=1$ eğrisini keserse don riski vardır. Pratikte :

$$t_m = \frac{t_{11} + t_{21}}{2} \geq 0 \quad (5.3)$$

t_m =Ortalama sıcaklık

t_{11} =Matrise giren ekzost havası sıcaklığı

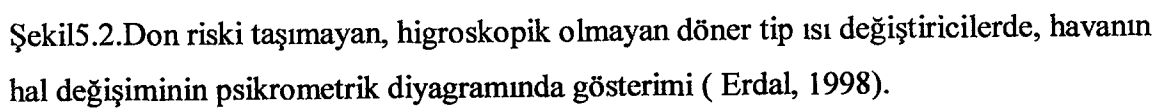
t_{21} =Matrise giren taze hava sıcaklığı

$t_m \geq 0$ olma durumunda don tehlikesi yoktur denir. Bu yaklaşım, kaba bir yaklaşım olup, giriş-çıkış havasının şartlarına göre bunun sağlanmadığı durumlar söz konusudur.

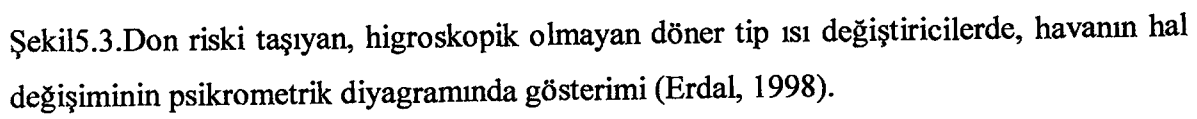
Higroskopik olmayan matrislerde bu durum daha karışıktır. Hava hızı, ısı değiştirici etkinliği ve dış hava sıcaklığının sürekliliği gibi faktörler etkilidir. Isı değiştirici yüzeyinde birikecek buz miktarı, taze hava sıcaklığına, ekzost havasının nem oranına, ısı değiştirici etkinliğine ve don şartlarının sürekliliğine bağlı olarak değişir. Genellikle ilk olarak don, ekzost hava akımının matristen çıkış yüzeyinde görülür. Don şartlarının şiddeti ve sürekliliği hem kalınlık hem de derinlik yönünde ilerler. Eğer önlem alınmazsa hava akımını tamamen kesebilir.

Çiğlenme ve buzlanma oluşumu, ısı değiştiricilerde basınç düşümünün artması ile anlaşılır. Önlem olarak, taze havanın ön ısıtılması (ısıtıcı batarya, elektrikli ısıtıcı vb.) veya ısı değiştiricide geri kazanılan enerji miktarının azaltılması yapılabilir. Isı değiştiricide geri kazanılan enerji; matrisin dönme hızının düşürülmesi veya soğuk taze hava akımının bir kısmının matris çevresinde dolaştırılması ile (by-pass) kontrol edilebilir. Şekil 5.2 ve Şekil 5.3’de Higroskopik olmayan döner tip ısı değiştiricilerde don riski olup, olmadığı görülmektedir.

$$\frac{\Delta h}{\Delta W} = \frac{\text{Antalpi değişimi}}{\text{Çığul nem değişimi}}$$



$$\frac{\Delta h}{\Delta W} = \frac{\text{Antalpi değişimi}}{\text{Çığul nem değişimi}}$$



5.7. Etkinlik

Gerçekte transfer edilen ısı miktarının, elde edilebilecek maksimum ısı transfer miktarına (teorikte) oranına etkinlik denir. Matrise giren-çıkan hava debileri eşit olduğunda, sıcaklık ve nem etkinlik değerleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\text{Taze hava sıcaklık etkinliği: } \varepsilon_{t2} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad (5.4)$$

$$\text{Taze hava nem etkinliği : } \varepsilon_{x2} = \frac{x_{22} - x_{21}}{x_{11} - x_{21}} \quad (5.5)$$

t_{11} : Matrise giren ekzost havası sıcaklığı (°C)

t_{12} : Matristen çıkan ekzost havası sıcaklığı (°C)

t_{21} : Matrise giren taze hava sıcaklığı (°C)

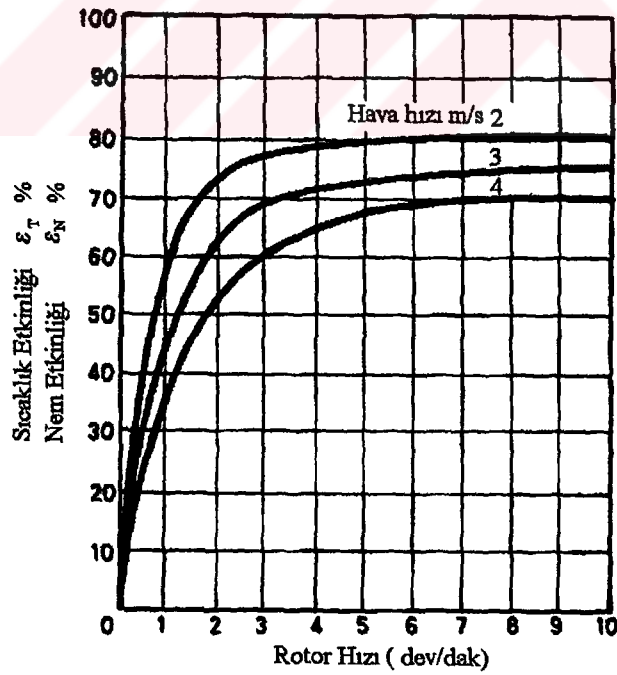
t_{22} : Matristen çıkan taze hava sıcaklığı (°C)

x_{11} : Matrise giren ekzost havasının özgül nemi (g/kg-kuru hava)

x_{12} : Matristen çıkan ekzost havasının özgül nemi (g/kg-kuru hava)

x_{21} : Matrise giren taze havanın özgül nemi (g/kg-kuru hava)

x_{22} : Matristen çıkan taze havanın özgül nemi (g/kg-kuru hava)



Şekil 5.4 Matrisin devir sayısına göre değişik hava hızlarında etkinlik değeri

Higroskopik döner tip ısı değiştiricilerinde, maksimum dönme hızında ve eşit kütle akımında;

$$\varepsilon_{t1} = \varepsilon_{t2} = \varepsilon_{x1} = \varepsilon_{x2} \quad \text{olur.} \quad (5.6)$$

Higroskopik döner tip ısı değıştircilerinde, maksimum dönme hızında ve eşit olmayan kütle akımında;

$$\varepsilon_{t1} = \varepsilon_{x1} \quad ; \quad \varepsilon_{t2} = \varepsilon_{x2} \quad \text{olur.} \quad (5.7)$$

Higroskopik olmayan döner tip ısı değıştircilerinde, maksimum dönme hızında ve eşit kütle akımında;

$$\varepsilon_{t1} = \varepsilon_{x1} \quad ; \quad \varepsilon_{t2} = \varepsilon_{x2} \quad \text{olur.} \quad (5.8)$$

5.8. Performans

Döner tip ısı değıştircilerin, etkinlik değeri yüksek ve basınç kayıplarının az olması istenir. Performans değeri ise, döner tip ısı değıştirgecinin etkinliğı ve basınç kayıp miktarı olarak tanımlanır.

Döner tip ısı değıştirgeçlerinde yüzey hızı 2.5 – 4 m/s arasındadır. Düşük hız, basınç kaybının azalmasına, düşük işletme maliyetine ve yüksek verimliliğe neden olurken, yanında yüksek yatırım maliyeti, büyük ölçekli üniteler ve montaj zorluğuna sebebiyet verir. Yüksek yüzey hızlarında durum tam tersidir.

Döner tip ısı değıştircilerde 115.000 m³/h kapasiteye kadar tek ünite halinde üretilir. Montajı ve nakliyesinde karşılaşılan güçlükler yüzünden çapları 4250 mm' den daha büyük üretilmez. Çalışma sıcaklığı –60 ÷ 800 °C arasında değışir.

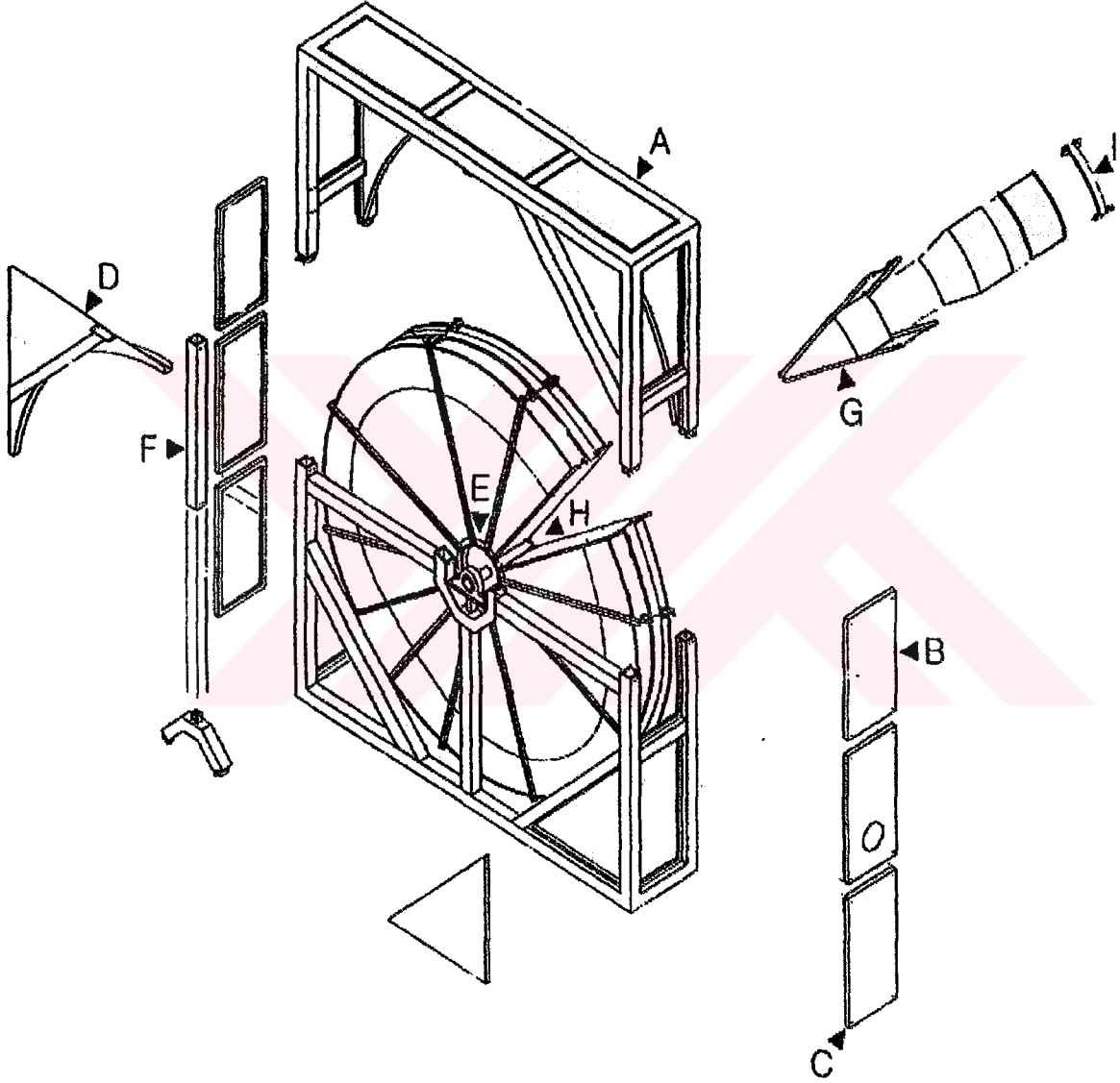
5.9. Konstrüksiyon

Şekil 5.5'de döner tip ısı değıştiriciye ait bölümler görölmektedir. Isı değıştiricide hareketi sağlayan elektrik motoru, şaft, yataklama merkezi, hareketi ileten kayış-kasnak ve bunları içine alan ana gövde bulunur.

Döner tip ısı değıştiricide kullanılan malzeme, hava bileşenleri, yoğuşma noktası, ekzost havası sıcaklığı ve taze havanın özelliğine göre seçilir.

Rotor ile gövde arasına, hava kaçaklarını önleyebilmek için ince fırçalar konulur. Ayrıca ekzost havasının, taze havaya karışması istenmeyen durumlarda, bir temizleme (purge) bölümü ilave edilir.

Rotorun dönmesi, elektrik motorundan alınan hareketin redüktör yardımıyla istenen devire düşürülmesi ve bunun kayışla rotora taşınması ile gerçekleşir. Ana gövdenin her iki yanına gözetleme deliği konulmalıdır.



Şekil5.5. Döner tip ısı değıştirgeci ana gövde ve parçaları

- | | |
|-----------------------|-----------------------|
| A: Alüminyum çerçeve | F : Yatak destekleri |
| B: Alüminyum paneller | G: Rotor dilimi |
| C: Motor kapakları | H: Rotor çekirdeği |
| D: Montaj köşeleri | I : Kenetleme lastiği |
| E: Yataklar | |

5.10. Matris Malzemesi ve Geometrisi

Döner tip ısı değıştircilerde matris malzemesi seçimi, taze ve ekzost havasının özelliği, içinde barındırdığı kirleticiler ve çığ noktası sıcaklığı dikkate alınarak yapılır.

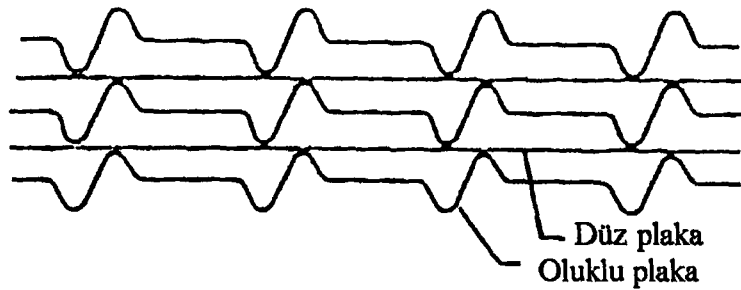
Matris genellikle plakaların üçgen profiller haline getirilmesi ile, üçgen pasajlar şekilde oluşur. Üçgen profili pasajların kullanılma sebepleri:

1. Birim hacimden daha büyük alan elde edilebilmesi,
2. İmalat ve montaj kolaylıkları,
3. Mekanik olarak güçlü olmaları.

Üçgen profillerde daha sıkı bir yüzey elde edildiğinden, buradaki basınç kayıpları da büyük olur. 2.5 m/s hava hızında yaklaşık $100 \div 175$ Pa basınç kaybı gözlenir. Üçgen profiller içinde akım laminar olur. Reynolds sayısı $100 \div 1000$ arasındadır.

Higroskopik olmayan matrisler, alüminyum, bakır ve paslanmaz çelikten imal edilir. Higroskopik matrislerde bu yüzeylere, kalsiyum klorid, lityum klorid, slikajel, aktif alüminyum ile kaplanır. Bu maddeler bulunmaz ise sulu solüsyonlar kullanılabilir. Mesela ABD’de sulu lityum klorid solüsyonu ile dalgalı, doymuş asbest kağıdı kullanılabilir.

Matris malzemesinin geometrisi, akışın türüne, dolayısıyla da ısı transfer miktarına etkisi vardır. Deneysel sonuçlar sonunda, dalgalı plakaların kullanımı, ısı değıştirgecinin etkinliğini arttırdığını göstermiştir.



Şekil 5.6 Döner tip ısı değıştirgecinde kullanılan matris şekli.

5.11 Çapraz Kirlenme

Taze hava ile ekzost havasının birbirlerine karışması, iki şekilde mümkündür.

- a) Taşma (Carry – over)
- b) Kaçak (Leakage)

5.11.1 Taşma (Carry – over)

Taşma ile karışmanın gerçekleşmesi, matris ortamına giren ekzost havasının, bu hacimde kalan miktarın dönme sonucu, taze hava bölgesine girmesi ve taze hava akımıyla süpürülerek, iç ortama tekrar dönmesi ile olur. Özellikle ekzost havasının, taze hava akımına yakın olan bölgede taşma olayı görüldüğünden, bu bölüme temizleme (purge) bölümü ilave edilir. Temizleme bölümü, taze havaya ekzost havasının karışmasını istenmeyen durum ve mahallerde kullanımı zorunludur. Özellikle hastaneler, toz ve boya ihtiva eden boyahane, dökümhane vb. yerler, laboratuvar ve temiz odalarda temizleme bölümü kullanma mecburidir. Temizleme bölümü sağlıklı çalışan bir sistemde, toz ve gazların taşma miktarı % 0.0013' ü geçmez. Bu değer suda çözülebilen kötü kokulu (tuvalet vb.) durumlar içinde geçerlidir.

Matrisin diğer bir tarafında yine taşma ile taze hava, ekzost havasına karışır. Bu durum göz ardı edilmemeli ve fanlar seçilirken bu taşma miktarı hesaplanmalıdır. Bu taşma olayının, fanın kapasitesini bir miktar arttırmasından başka zararı yoktur.

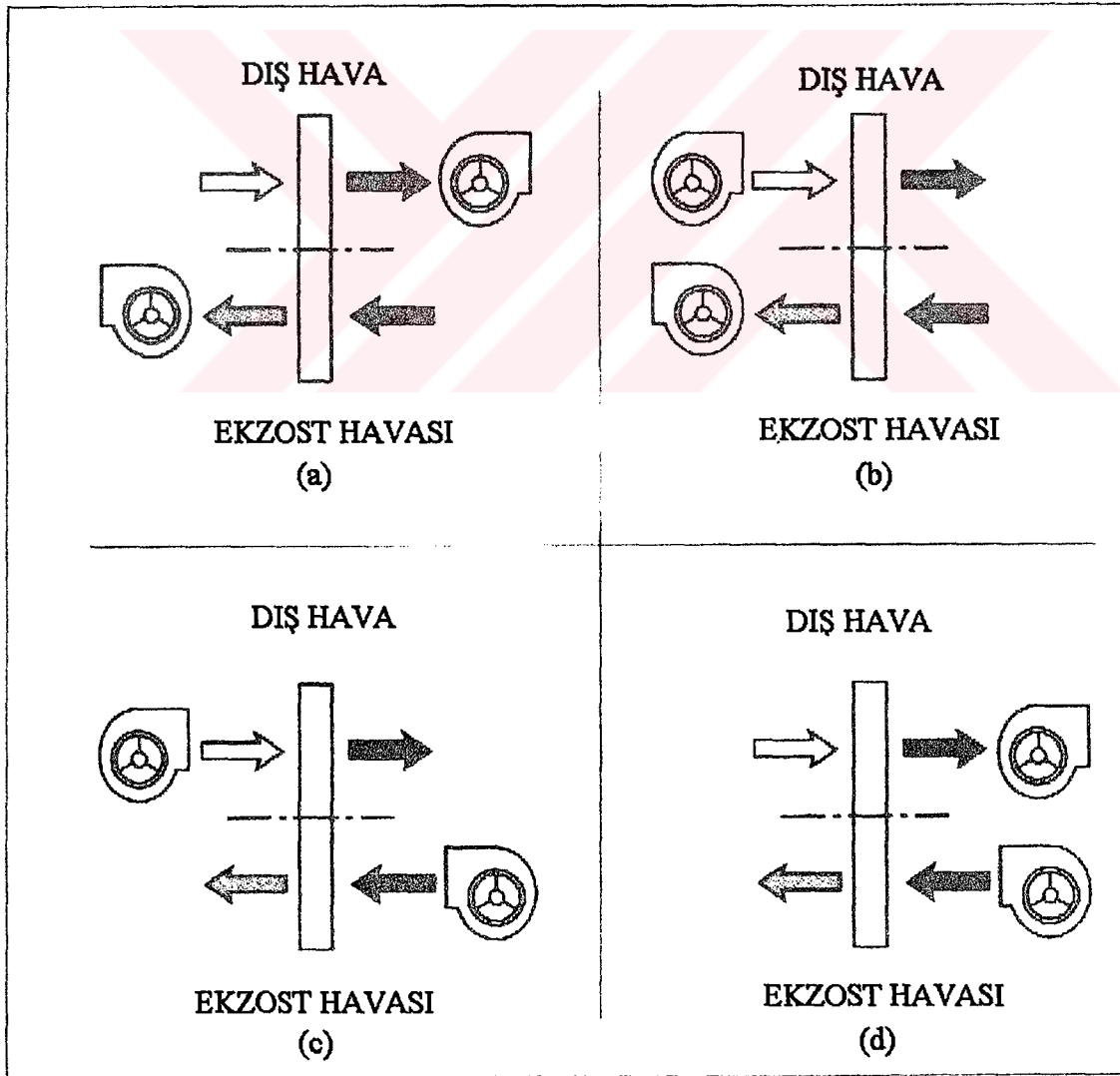
5.11.2 Kaçak (Leakage)

Hava akımları arasında basınç farkı olduğunda, yüksek basınçlı havadan daha düşük basınçlı hava akımına doğru kaçak gerçekleşir. Bu olay ekzost havasının taze havaya karışması istenmeyen durumlarda, fanların yerleri ayarlanarak giderilebilir.

Şekil 5.7.'de fanların yerleştiriliş şekli görülmektedir.

- a) Fanlar her iki tarafta da emiş bölümüne konulmuştur. Bu pozisyon, pratikte en çok kullanılan ve basınç düşümünün küçük olduğu bir pozisyonudur. Gerekli görüldüğünde, konulacak damper ile basınç farkları ayarlanabilir.

- b) Taze hava fanı basma, ekzost fanı emiş konumundadır. En çok soğutma kazanımı sağlanması gereken durumlarda kullanılır. Bu bağlama durumunda ekzost havasının temiz havaya karışması önlenmektedir. Matriste büyük basınç farkı olur.
- c) Her iki fanda basma konumundadır. Pratikte en az kullanılan fan yerleşimidir. Temizleme bölümünün sağlıklı çalışması, oluşacak basınç farklarının doğru ayarlanması ile mümkündür. Bu tip fan düzeni, sistemde ancak re sirkülasyon havası kullanıldığında tercih edilir.
- d) Taze hava fanı emme, ekzost fanı basma konumundadır. Bu bağlama şeklinde, en yüksek ısıtma geri kazanımı elde etmek mümkündür. Bu durumda, fanların akışkana verdikleri ısıdan en yüksek oranda faydalanılmaktadır. Ancak bu durumda ekzost havasının, temiz havaya karışmasını önlemek mümkün değildir. Kullanıldığı yerler, by-pass havasının kullanılmasında sakınca olmayan yerlerle sınırlıdır.



Şekil 5.7. Fanların yerleştirilme şekilleri (Erdal, 1998).

5.12. Fan Kapasiteleri

Fan kapasiteleri, fanın bulunduğu yere göre farklılık gösterir.

B: Nominal besleme havası

E: Nominal ekzost havası

T: Temizleme (purge) havası

K: Kaçak (Leakage) havası

Q: Fan kapasitesi

Taze hava fanı:

Emiş hattında ise: $Q=B+T+K$

Basma hattında ise: $Q=B$

Egzost havası fanı:

Emiş hattında ise: $Q=E$

Basma hattında ise: $Q=E+T+K$

5.13. Filtrasyon

Döner tip ısı değıştircilerde karşıt akışlı düzenlenmesi ve taze havanın getirdiğı pislikler, dışarı atılan ekzost havasıyla süpürölmesi yüzünden, bir çok uygulama alanında filtreye ihtiyaç duyulmamasına neden olur. Üretici firmalar buna rağmen, taze havanın getireceğı böcek, yaprak, poşet ve kağıt gibi tıkayıcı partiküllerden kurtulmak için filtreyi tavsiye ederler.

İçeri alınan ya da dışarı atılan havada yağlı, yapışkan, lifli veya yoğun bir kirletici söz konusu ise filtre koymak mecburidir.

Ekzost havasının az kirli olduğı tesislerde, örneğın hastanelerde, okullarda vb. ekzost kanalındaki filtre iptal edilebilir.

Rotor yüzeyleri yılda en az bir kere kontrol edilmelidir. Eğer rotor yüzeyleri temizlenmesi gerekiyorsa bu elle veya otomatik olarak sıkıştırılmış hava, su ya da buhar ile yapılabilir.

5.14 Otomatik Kontrol

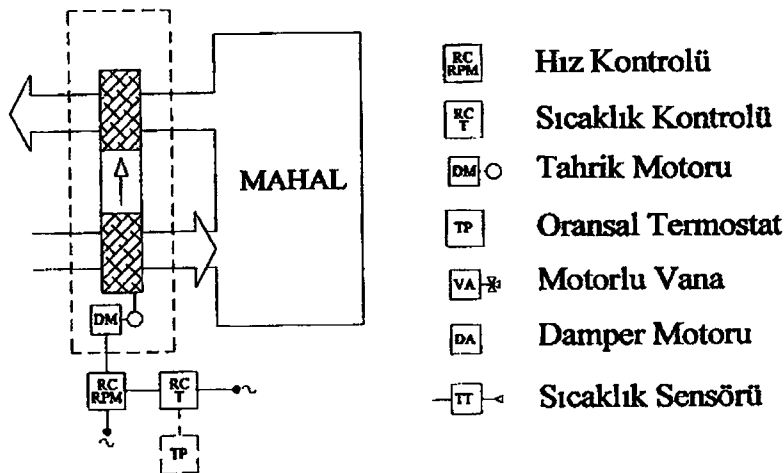
Döner ısı eşanjörlerinin diğer bir özelliği de motor hızı kontrol edilerek, eşanjör veriminin veya çıkış sıcaklıklarının kontrol edilebilmesidir. Matrisler ile enerji geri kazanımını kontrol için yaygın olarak kullanılan iki yöntem vardır. Birincisi, taze hava by-pass kontrolüdür. Bu kontrol de istenen taze hava sıcaklığına ulaşmak için matristen geçen taze hava miktarı değiştirilir, bir kısmı by-pass edilir. Bir by-pass damperi, matris taze hava çıkış sıcaklık duyar elemanı (sensör) tarafından kontrol edilerek, by-pass hava miktarı ayarlanır.

İkinci yöntem ise enerji geri kazanım hızını, matrisin dönme hızını değiştirerek ayarlamaktır. Hız arttıkça ısı değiştirgecinin etkinliği artmakta ama belli bir hızdan sonra fazla etkilenmemektedir.

En yaygın kullanılan hız değiştirici üniteleri, değişken hızlı DC motor ile silikon kontrollü düzeltici (SCR), histerezis kavramalı sabit hızlı AC motor, AC indüksiyon motor ile frekans inverteridir.

Bir ölü bant kontrolü (değiştiriciyi durdurmak veya sınırlamak için) hiç geri kazanım istenmediği durumlarda gerekli olabilir. Örneğin dış hava sıcaklığı, gereken taze hava sıcaklığından yüksek, fakat ekzost hava sıcaklığından düşük ise. Dış hava sıcaklığı ekzost hava sıcaklığının üzerinde olduğu zaman, cihaz gelen taze havanın soğutulması için tam kapasiteyle çalışır.

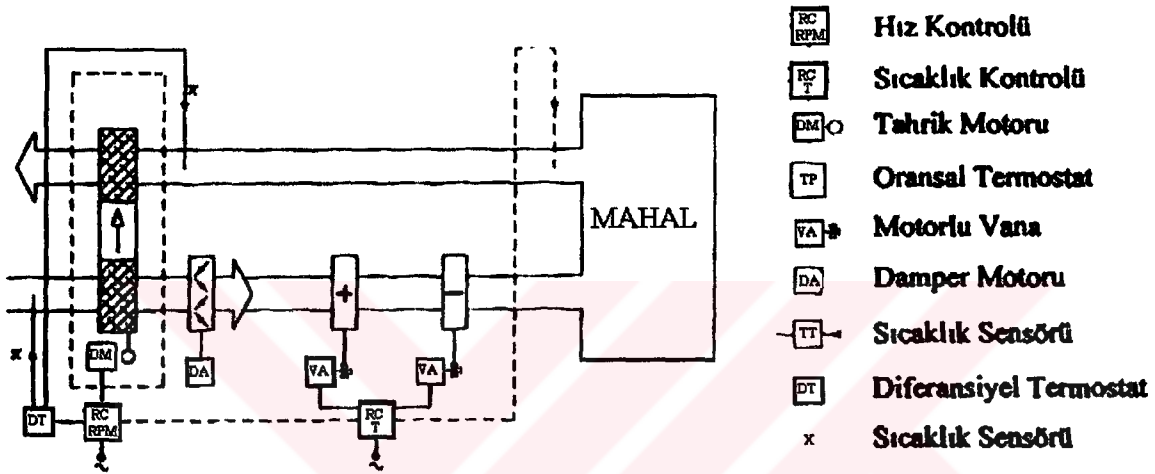
Aşağıdaki şekilde, döner tip ısı değiştiricinin hız kontrolü için kullanılan, otomatik kontrol ünitesi şekli görülmektedir.



Şekil 5.8.Döner tip ısı değiştirgecinin hız kontrolü

5.14.1. Isı ve soğu geri kazanım kontrolü

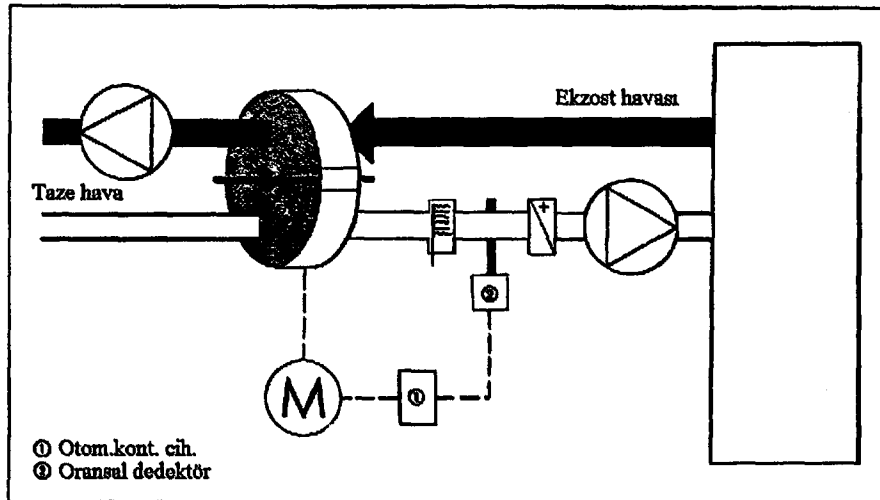
Şekil 5.9’de yaz periyodunda 5 nolu sıcaklık sensörü, sıcaklıktaki bir azalmayı hissederek, önce soğutma kapasitesini düşüren 4 nolu kontrol ünitesi ile oda sıcaklığını sabit tutar. Eğer 2 nolu sensör, 3 nolu sensörden daha yüksek bir sıcaklık hissetmişse, rotor en yüksek hızda dönmeye başlar. Eğer sistemde soğutma yapılmıyorsa ve sıcaklık düşmeye devam ediyorsa, eşanjör harekete geçer ve hızı sıcaklık düşümü kadar artar. Eğer yüksek hızına ulaşmasına rağmen, ısıtma gücü artışı gerekiyorsa, ısıtıcı batarya devreye girer. Dış hava sıcaklığı ekzost sıcaklığından yüksek ölçülürse, rotor en yüksek dönme hızıyla döndürülür.



Şekil 5.9. Döner tip ısı değıştirgeçlerde ısı ve soğu geri kazanımı

5.14.2. Don kontrolü

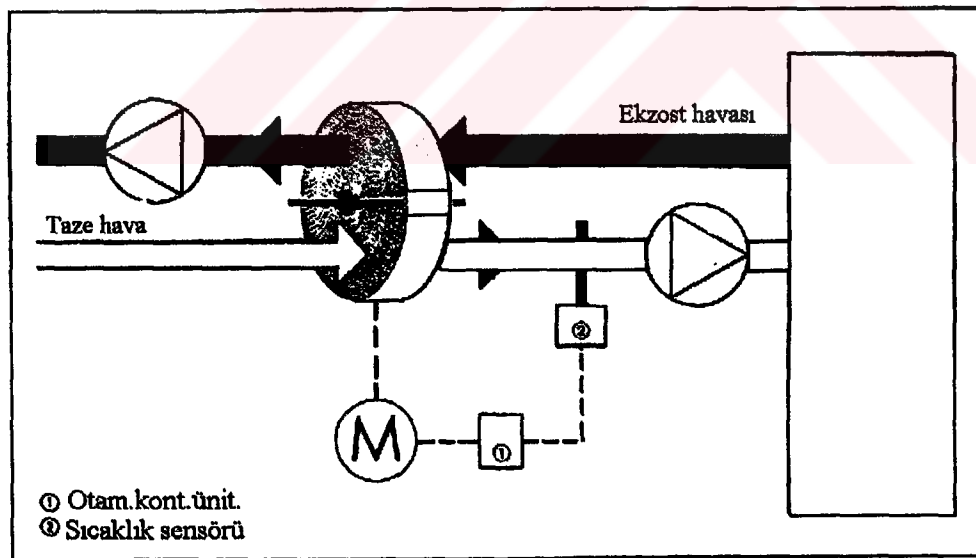
Çok düşük dış hava ve yüksek nemli ekzost havası şartlarında çalışan döner tip ısı değıştiricilerde, don tehlikesi vardır ve don kontrol ünitesi kurulmalıdır. Bu ünite diferansiyel basınç anahtarı üzerinden ayarlanan değeri aşarsa, rotor hızını (frekans kontrollü motorla tahrik edilirse) 0.5 devir/dakika’ ya kadar düşürür. Eğer tahrik sabit devirli motorla sağlanıyorsa, ya bir miktar hava by-pass edilir ya da taze hava fanı durdurularak defrost işlemi sağlanır.



Şekil 5.10. Döner tip ısı değıştirgeçlerinde don kontrol devresi (Klingenburg, 1998).

5.14.3. Rotor hız kontrolü

Döner tip ısı değıştirgeçlerinde rotor hızını kontrol edebilmek için, şekil 5.11.'deki gibi hız kontrol devresi kullanılabilir. Bu ünite, otomatik kontrol sistemi tarafından ayarlanan hız değeri ile aynı olmadığı anda sinyal verecek şekilde ayarlanır.

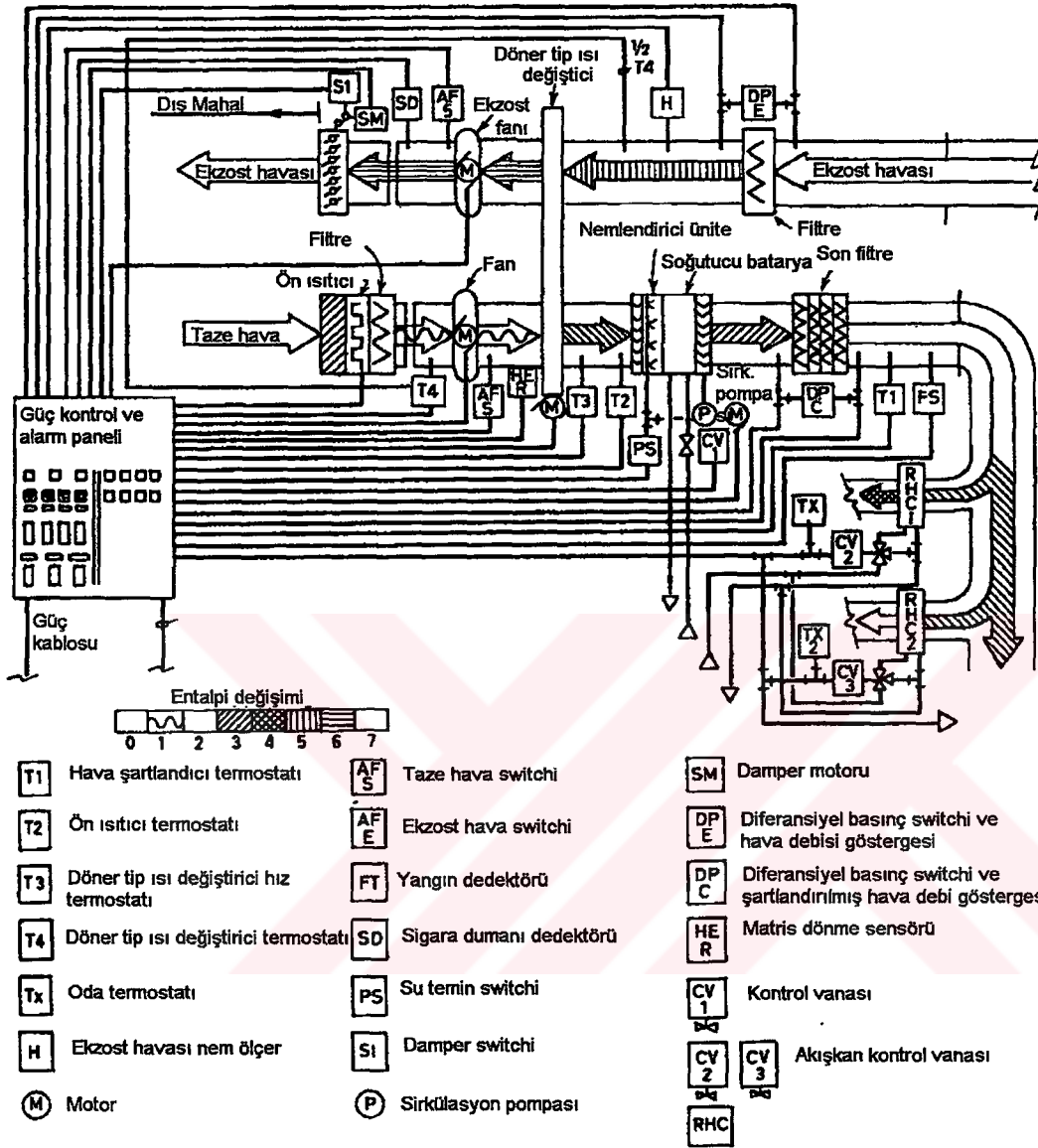


Şekil 5.11. Döner tip ısı değiştiricilerde rotor hız kontrol devresi (Klingenburg, 1998).

5.14.4. Paralel bağlantı kontrolü

Sistem içerisinde birden fazla döner tip ısı değiştirgeci varsa ve paralel bağlanmış ise, her bir rotorun hız kontrol elemanı olmalıdır. Her bir hız kontrol ünitesi ve sıcaklık hissedicileri, tek

bir hız kontrol ünitesine bağlanabilir. 20' ye kadar ünite birbirlerinden bağımsız, tek bir otomatik kontrol sistemine bağlanabilir.



Şekil 5.12. Döner tip ısı değiştirici kullanılan klima santralinde, otomatik kontrol sistemi (Klingenburg, 1998).

5.15. Döner Tip Isı Değiştirgeçlerinde Uygulama Alanlarına Göre Rotor Malzemesi Seçimi

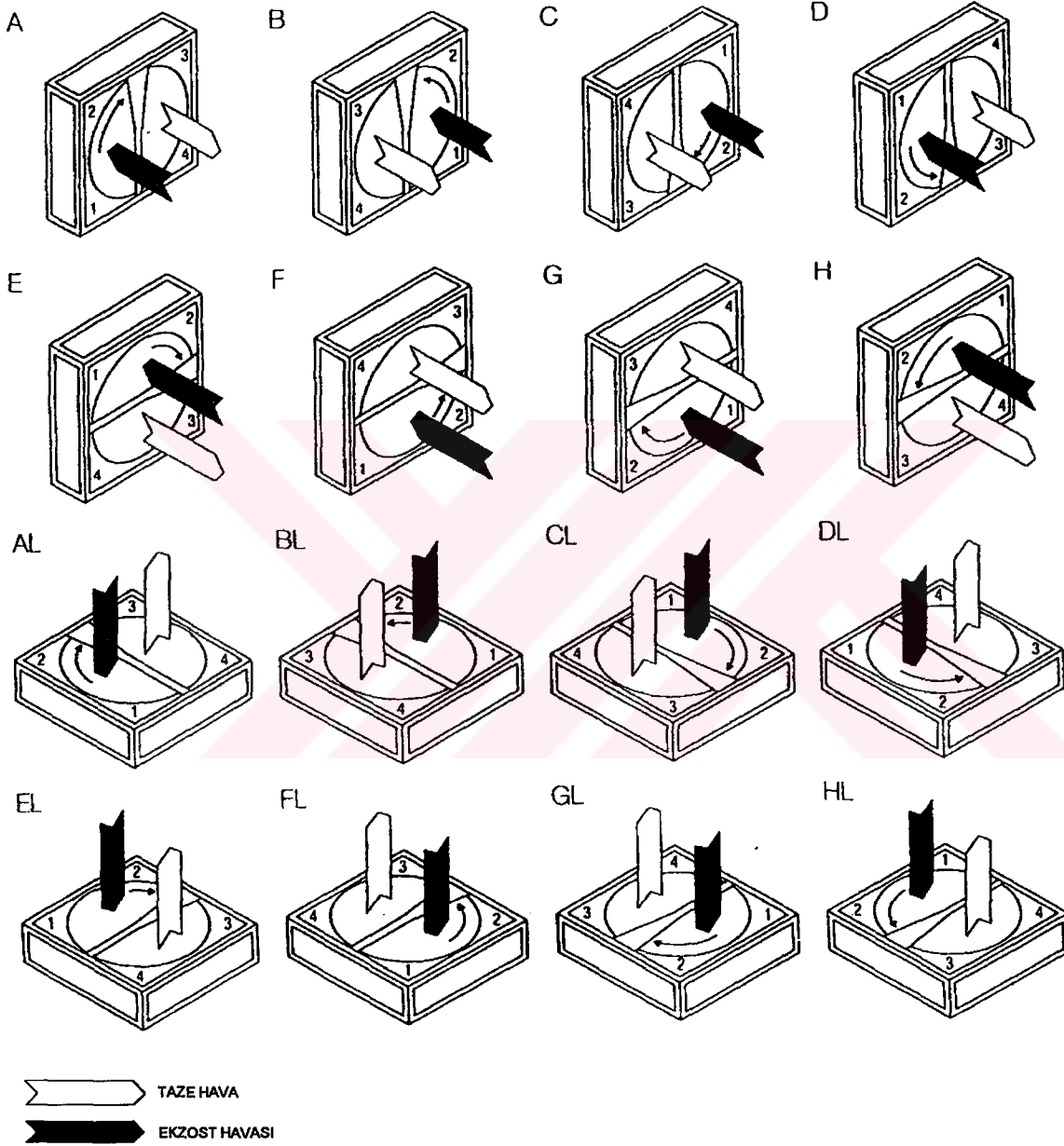
Rotor malzemesi seçimi, uygulama alanı ve çalışma şartlarına göre aşağıdaki tablo yardımıyla ya da üretici firmaların önerisi ile yapılabilir.

Çizelge 5.1. Döner tip ısı değiştiricilerde rotor malzemesi seçimi.

ROTOR ÇEŞİDİ	ROTOR MALZEMESİ	SICAKLIK	UYGULAMA ALANI
Higroskopik	Alüminyum	75 °C	Korozyon tehlikesi olmayan konfor sınıfı ortamlar
Higroskopik olmayan	Alüminyum	75 °C	Kuru toz partiküllü veya çözücü içeren ekzost havası, korozyon tehlikesi yok
Higroskopik olmayan	Alüminyum alaşımlı	75 °C	Kuru toz partiküllü veya çözücü içeren ekzost havası, korozyon tehlikesi taşıyan
Higroskopik	Alüminyum alaşımlı	75 °C	Korozyon tehlikesi olmayan konfor sınıfı ortamlar

5.16. Döner Tip Isı Değiştirgeçlerinde Rotor Pozisyonları

Şekil 5.13' de görüldüğü gibi, düzgün bir destek yüzeyine monte edilerek rotorlar, yatay ve dikey konumda kullanılabilir.



Şekil 5.13. Rotor pozisyonları (Klingenburg 1998).

5.17 Bakım

Döner tip ısı değıştirgeçler, genelde az bakım gerektiren ekipmanlardır. Daha iyi bir performans için aşağıdaki önlemler alınmalıdır.

- a) Rotorun bulunduğu ortamın veya hava akımlarının, lifli katı maddeler, toz veya boya bulundurması durumunda, matrisin temizlenmesi gerekir. Temizleme işlemi basınçlı hava, su veya buhar ile yapılabilir. Higroskopik yüzeyli matrisler su veya buharı absorbe edeceklerinden, bu tür yüzeyli matrislerin temizliği vakum altında basınçlı hava ile yapılır.
- b) Tahrik motorunun periyodik olarak bakımı yapılmalıdır.
- c) Hız kontrol motorlarında bulunan komütatör ve fırçalar sık sık kontrol edilmeli, gerektiğinde değıştirilmelidir.
- d) Tahrik mekanizmasına bağlı kayış veya zincir gerilimi kontrol edilmelidir.
- e) Parça değışiminde, imalatçı firma tavsiyelerine uyulmalıdır.

6.DÖNER TİP ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Döner tip ısı değıştiricilerin etkinlik değerlerinin ne düzeyde olduğunu anlamak için, deneysel olarak yapılan ve aşağıda sunulan deney sonuçlarına bakılabilir.

Deney Orta Doğu Teknik Üniversitesi Isı Laboratuvarlarında kurulu bulunan ve döner tip ısı değıştiricilerin performans değerlerinin bulunabildiğı, deney standında yapılmıştır. Deney standının şematik şekli, Şekil 6.1’de görüldüğü gibidir.

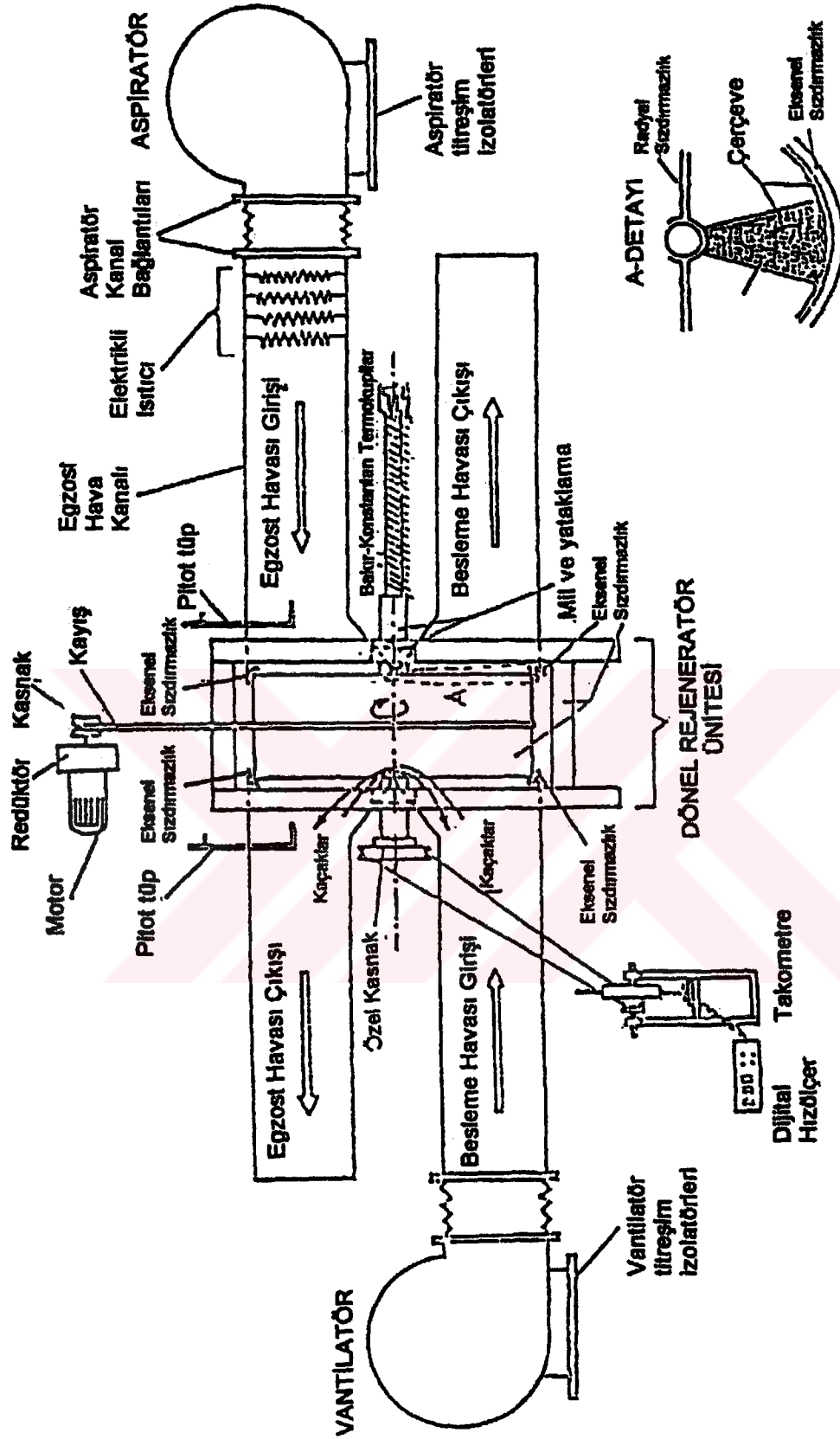
Matris malzemesi olarak 0.35 mm kalınlığında galvaniz sac ve 0.40 mm kalınlığında alüminyum plakalar kullanılmıştır. Matris bir motor yardımıyla döndürölüp, devir sayısı kayış-kasnak mekanizmasıyla düşürölmüştür. Sıcak ve soğuk akışkanlar, döner tip ısı değıştiriciye kanallar yardımıyla götürölmüştür. Sıcak akışkan, kanal içine yerleştirilen ve hava sıcaklığını 70°C’ ye kadar çıkartabilen toplam 11 kw’lık 8 adet elektrikli rezistans yardımıyla oluşturulmuştur. Soğuk akışkan olarak ortam havası alınmıştır. Akışkanlara hem soğuk, hem de sıcak akışkan taraındaki fanlar sayesinde hareket kazandırılmıştır.

Deney cihaz ölçümleri

Toplam hacim	: 37.264 cm ³
Toplam matris yüzey alanı (Galvaniz)	: 307.200 cm ²
Toplam matris yüzey alanı (Alüminyum)	: 307.200 cm ²
Toplam matris yüzey alanı (Alüminyum+Galvaniz):	614.400 cm ²
Toplam matris hacmi (Galvaniz)	: 5.430 cm ³
Toplam matris hacmi (Alüminyum)	: 6.620 cm ³
Toplam matris hacmi (Alüminyum + Galvaniz)	: 12.050 cm ³
Toplam matris kütlesi (Galvaniz)	: 40.65 kg
Toplam matris kütlesi (Galvaniz)	: 16.50 kg

$$\beta = \frac{\text{Toplam matris yüzey alanı}}{\text{Toplam ısı değıştiiri hacmi}} = \frac{30.72\text{m}^2}{0.037264\text{m}^3} = 825 \text{ m}^2/\text{m}^3 \text{ (Galvaniz)}$$

$$\beta = \frac{\text{Toplam matris yüzey alanı}}{\text{Toplam ısı değıştiiri hacmi}} = \frac{61.44\text{m}^2}{0.037264\text{m}^3} = 1650 \text{ m}^2/\text{m}^3 \text{ (Galvaniz + Alüminyum)}$$



Şekil 6.1. Döner tip ısı değıştiricilerinin deney standının şematik diyagramı (Tarakçı,1991).

Isı transfer yüzey alanı = 30.72m^2 (Galvaniz)

Isı transfer yüzey alanı = 61.44m^2 (Galvaniz + Alüminyum)

Alın yüzey alanı = $A_{\text{f}} = 1844.7 \text{ cm}^2$

Serbest akış yüzey alanı = $A_o = 1575.9 \text{ cm}^2$ (Galvaniz)

Serbest akış yüzey alanı = $A_o = 1248.2 \text{ cm}^2$ (Galvaniz + Alüminyum)

$$\text{Hidrolik yarıçap} = \frac{A_o * L}{A} = \frac{1575.9 * 20.2}{307200} = 1.036 \text{ mm (Galvaniz)}$$

$$\text{Hidrolik yarıçap} = \frac{A_o * L}{A} = \frac{1248.2 * 20.2}{614400} = 0.4104 \text{ mm (Galvaniz + Alüminyum)}$$

6.1.Ölçüm Datalarının Değerlendirilmesi

Kütleli debi, sıcak-soğuk akışkanlar için aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$m = Q \cdot \rho \text{ (kg/s)} \quad (6.1)$$

Q = Hacimsel debi (m^3/s)

ρ = Yoğunluk (kg/m^3)

Isı kapasitesi için:

$$c_{\min} = (m \cdot c_p)_{\text{soğuk}} \quad (6.2)$$

$c_{\min}$ = Soğuk taraftaki ısı kapasitesi ($\text{W}/^\circ\text{C}$)

c_p = Sabit basınçta akışkanın ısınma ısısı ($\text{J}/\text{kg}^\circ\text{C}$)

$$c_{\max} = (m \cdot c_p)_{\text{sıcak}} \quad (6.3)$$

$c_{\max}$ =Sıcak taraftaki ısı kapasitesi ($\text{W}/^\circ\text{C}$)

Isı kapasite oranı akışkan için aşağıdaki gibidir.

$$c^* = \frac{c_{\min}}{c_{\max}} \text{ (boyutsuz)} \quad (6.4)$$

Döner tip ısı değiştirgecinin etkinliği, gerçek ısı transferi ile maksimum ısı transferi arasındaki orandır. Aşağıdaki eşitlikle bulunabilir.

$$\varepsilon = \frac{c_c \cdot (T_{soğ1} - T_{soğ2})}{c_{min} (T_{sc2} - T_{soğ2})} \quad (6.5)$$

$c_c = c_{min}$ olursa :

$$\varepsilon = \frac{T_{soğ1} - T_{soğ2}}{T_{sc2} - T_{soğ2}} \quad \text{olur.} \quad (6.6)$$

NTU aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$NTU = \frac{1}{\frac{c_{min}}{(hA)_{sc}} + \frac{c_{min}}{(hA)_{soğ}}} \quad (\text{boyutsuz}) \quad (6.7)$$

Isı transfer katsayısı matris malzemesine, hıza ve termal özelliğe bağlıdır.

$$A_{soğ} = A_{sc}$$

$h_{soğ} = h_{sc}$ alınır ise NTU basitçe aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$NTU = \frac{(hA)_{soğ}}{2 \cdot c_{min}} \quad (6.8)$$

$$A_{toplam} = A_{soğ} + A_{sc}$$

Bundan sonra:

$$NTU = \frac{h \cdot A_{toplam}}{4 \cdot c_{min}} \quad \text{olur.} \quad (6.9)$$

Döner tip ısı değiştiricilerde diğer bir önemli parametre olan matris ısı kapasitesi, aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$c_r = M_w \cdot c_w \cdot N \quad (W/^{\circ}C) \quad (6.10)$$

M_w = Matris toplam kütlesi (kg)

c_w = Matris malzemesinin ısınma ısısı (J/kg $^{\circ}C$)

N = Rotorun devir sayısı (devir/saniye)

Matris ısı kapasite oranı ise;

$$c_r^* = \frac{c_r}{c_{min}} \quad (6.11)$$

ifadesinden bulunur.

6.2. Deneysel Sonuçlar

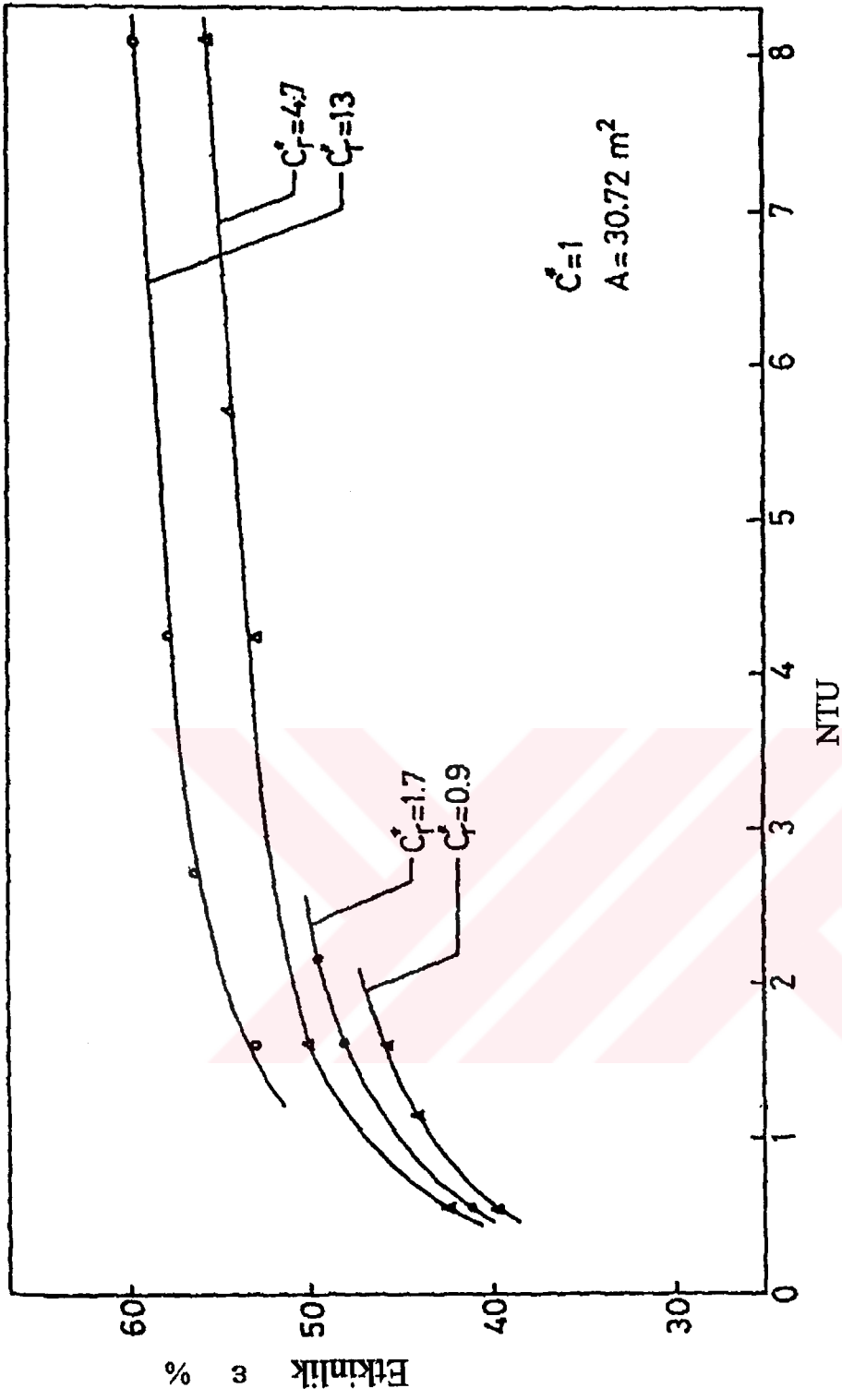
Deneysel ölçümlerin sonuçları Şekil 6.2.-6.11 'de sunulmuştur. Matrisin çeşitli ısıtma kapasite oranları için ısı değiştirgecinin verimliliği, NTU 'nun fonksiyonu olarak Şekil 6.2.'de verilmiştir. Burada, sıcak ve soğuk havanın debi miktarları eşit alınmıştır. Bu deneysel ısıtma kapasite oranları, sıcak-soğuk havanın debileri ve matrisin devri ile değişmektedir. Bu deney için matris malzemesi galvaniz kullanılmıştır. Matris toplam yüzey alanı 30.72 m²'den 61.44 m²'ye çıkarılmış ve aynı ölçümler yapılarak şekil 6.3.'te sunulmuştur.

Şekil 6.4.'te döner tip ısı değiştirgecinin etkinliği, çeşitli ısı kapasite oranları (c_{min}/c_{max}) için, NTU'nun fonksiyonu olarak sunulmuştur. Bu deneyde, matris ısı kapasite oranı (c_r^*) 13 değerinde sabit tutulmuştur. Aynı deneyler toplam yüzey alanı 61.44 m² olan alüminyum levha kullanılarak yapıldığında, Şekil 6.5.'teki sonuçlar elde edilmiştir.

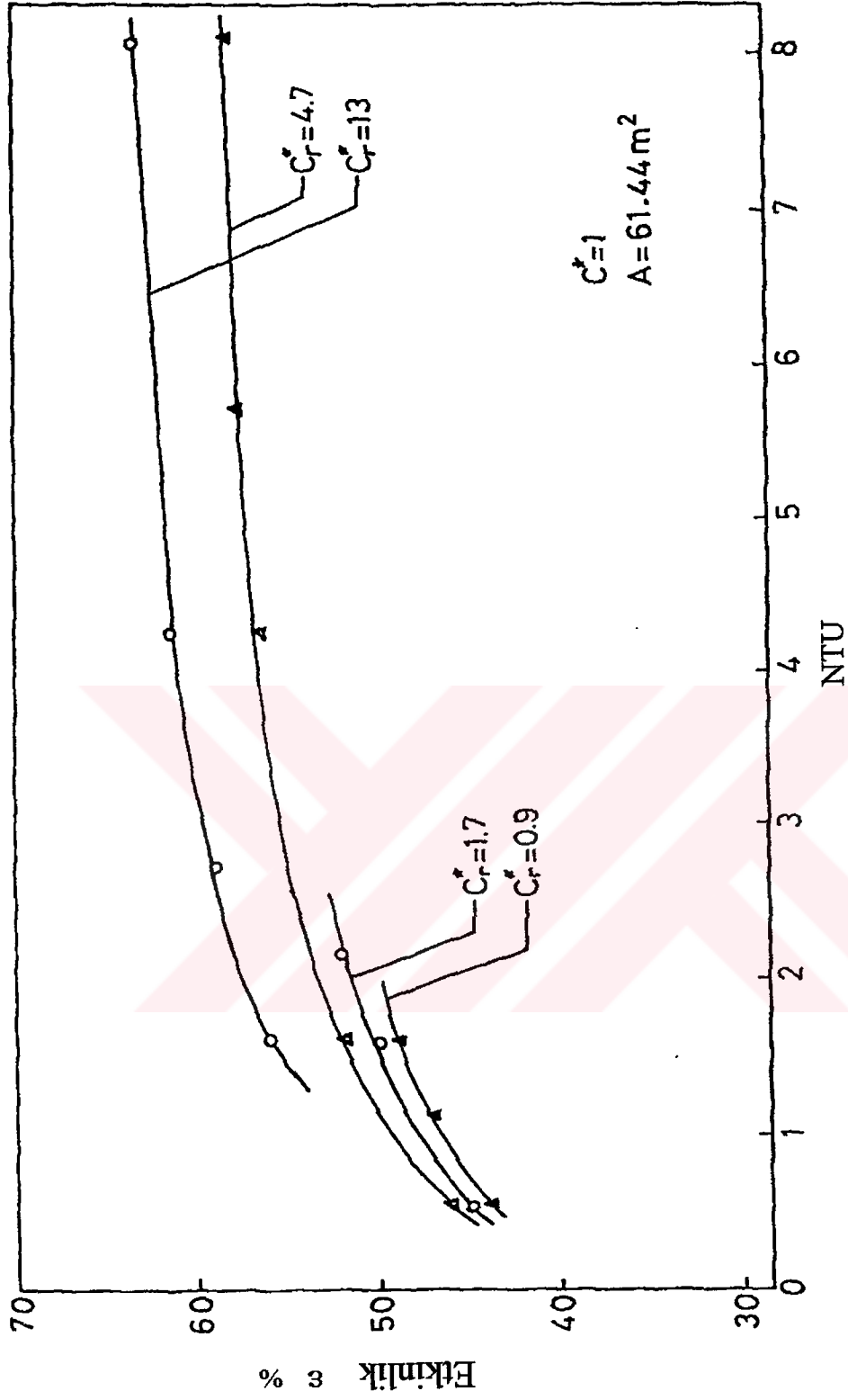
Şekil 6.6.'da döner tip ısı değiştirgecinin etkinliği, NTU'nun fonksiyonu olarak gösterilmiştir. Bu deneyde rotor malzemesi olarak, yüzey alanı 30.72 m² olan galvaniz sac kullanılmıştır. Şekil 6.6.'da rotorun devir sayısı 2.7 rpm olacak şekilde sabit tutularak, etkinlik değerinin NTU ile değişim eğrileri gösterilmiştir.

Şekil 6.7 ve Şekil 6.8' de, Galvaniz ve Galvaniz+Alüminyum rotor malzemesi için etkinlik değerini, ısı kapasitenin fonksiyonu olarak verilmiştir. Şekil 6.9 ve Şekil 6.10' da farklı yüzey alanları için, etkinliğin c_r^* 'ın fonksiyonu olarak sunulmuştur.

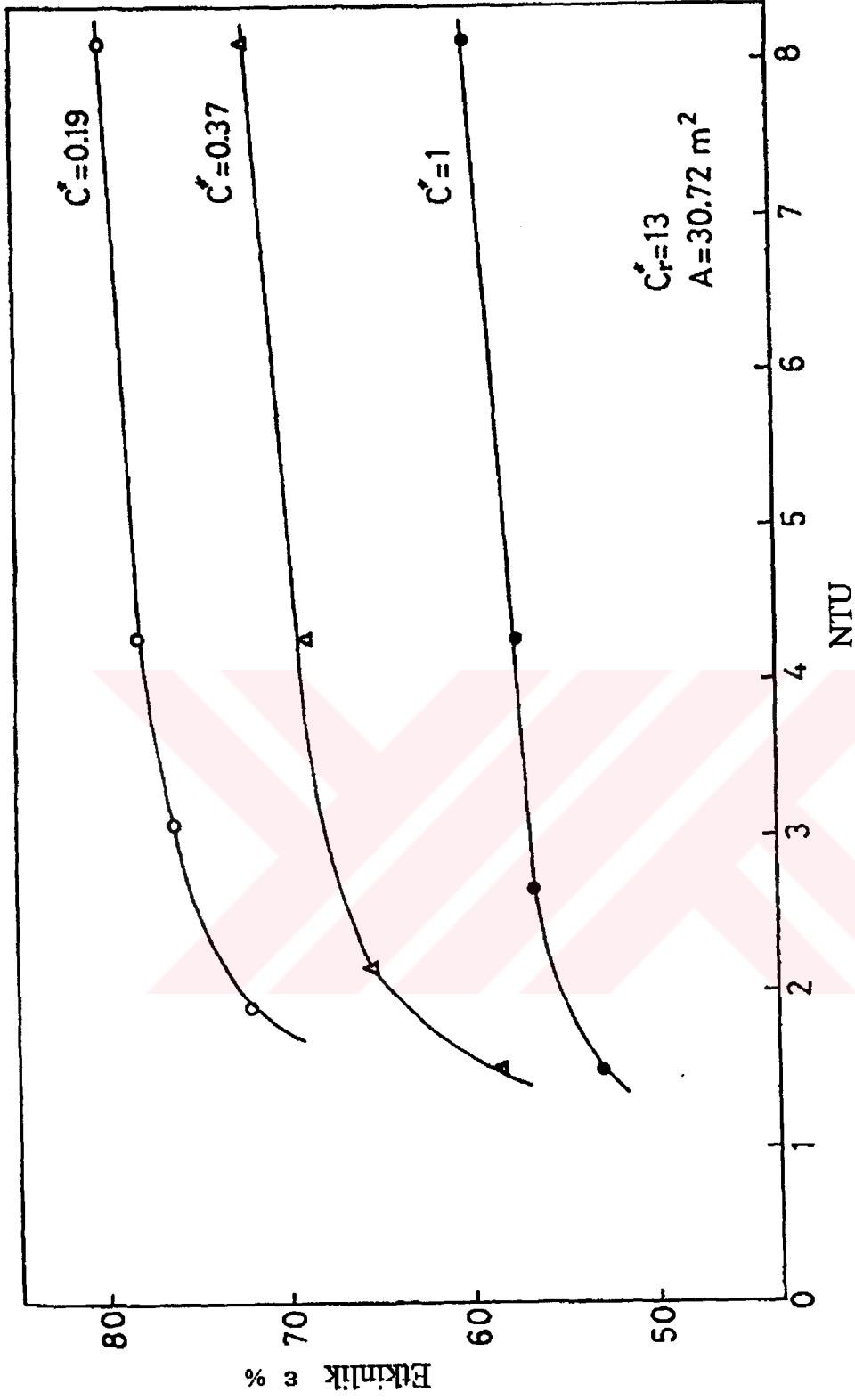
Şekil 6.11'de çeşitli devir hızları için etkinlik değerleri verilmiştir.



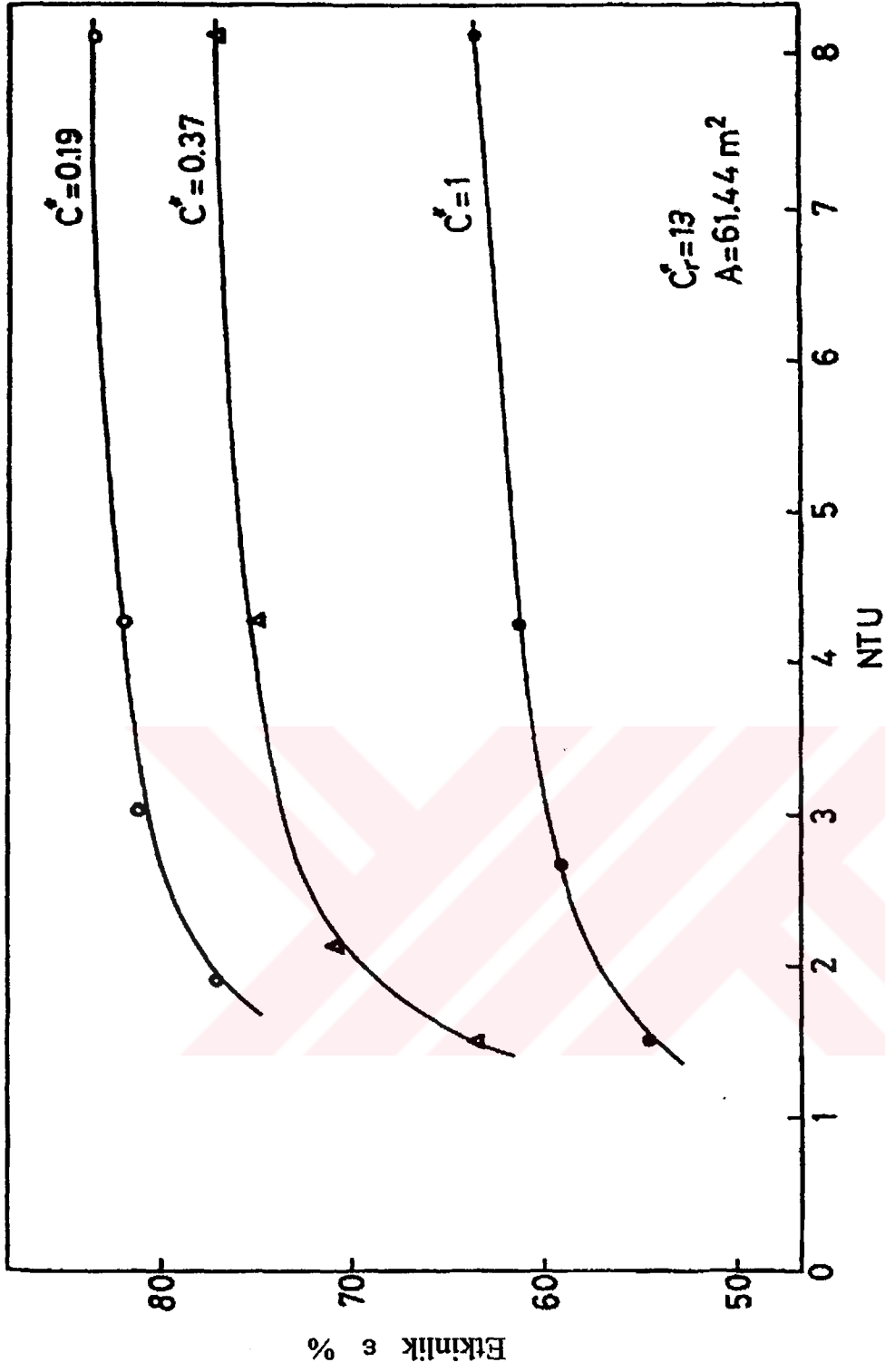
Şekil 6.2 Döner tip ısı değiştiricilerin etkinlik değeri Galvaniz rotor malzemesi için
(Tarakçı, 1991).



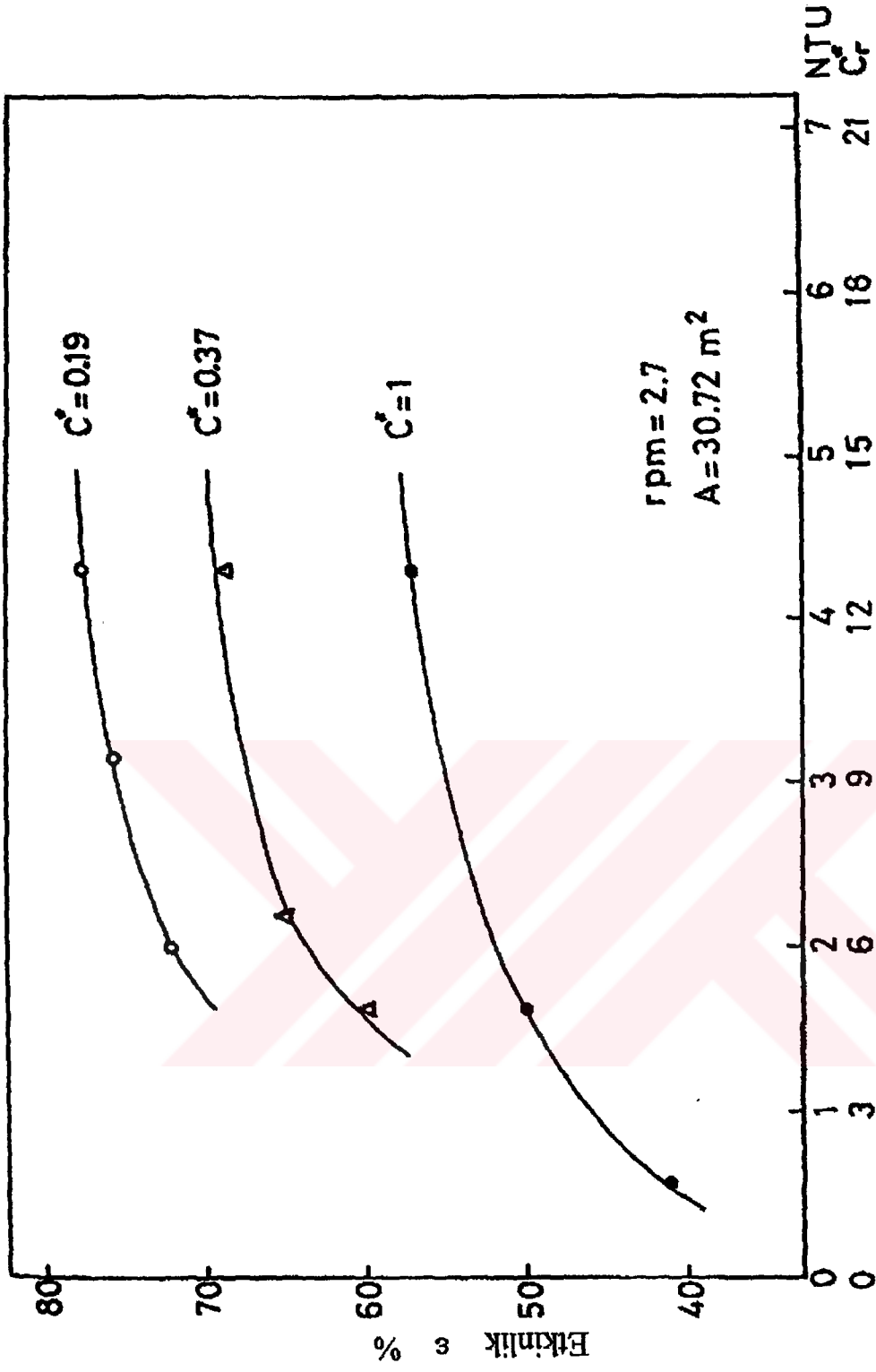
Şekil 6.3. Döner tip ısı değiştirici etkinliği, C_r^* ve NTU için
Galvaniz+Alüminyum (Tarakçı, 1991).



Şekil 6.4. Döner tip ısı değiştirici etkinliği, C^* ve NTU için Galvaniz rotor malzemesi için (Tarakçı, 1991).

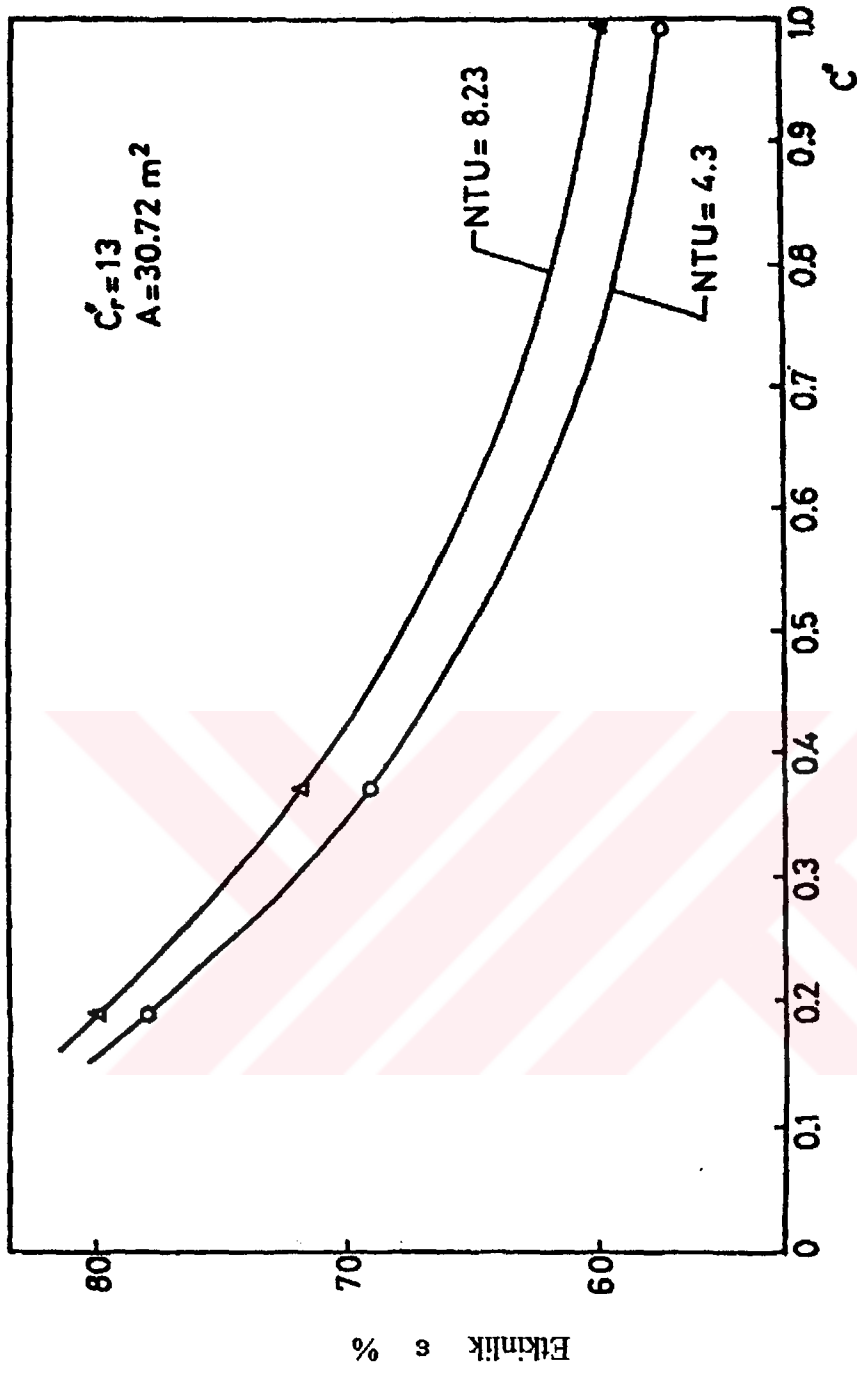


Şekil 6.5 Döner tip ısı değıştiricinin etkinliği(ϵ), C ve NTU 'nun fonksiyonu olarak
(Tarakçı, 1991)

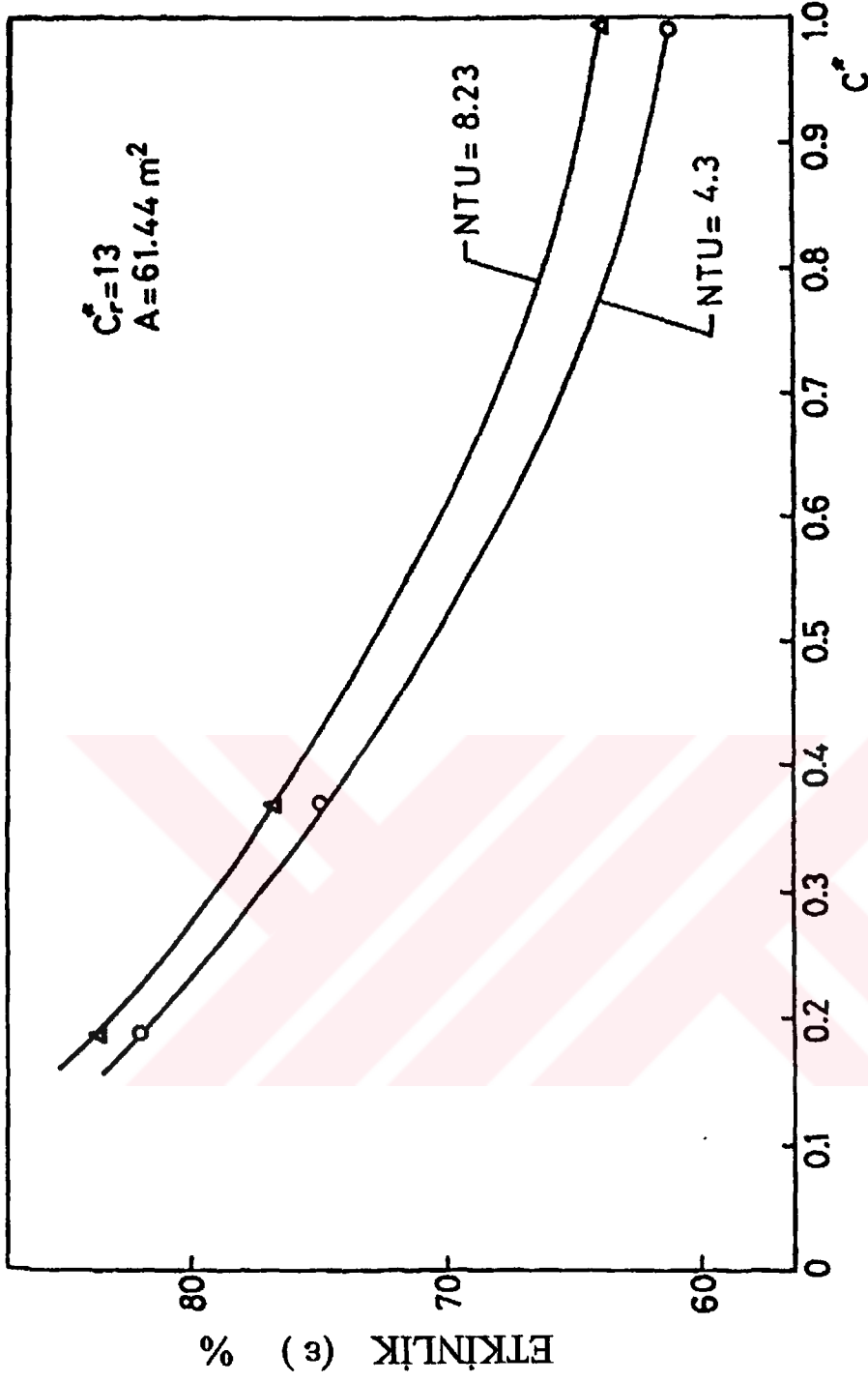


Şekil 6.6. Döner tip ısı değıştirici etkinliği (ϵ), C^* ve NTU- Cr 'in fonk.

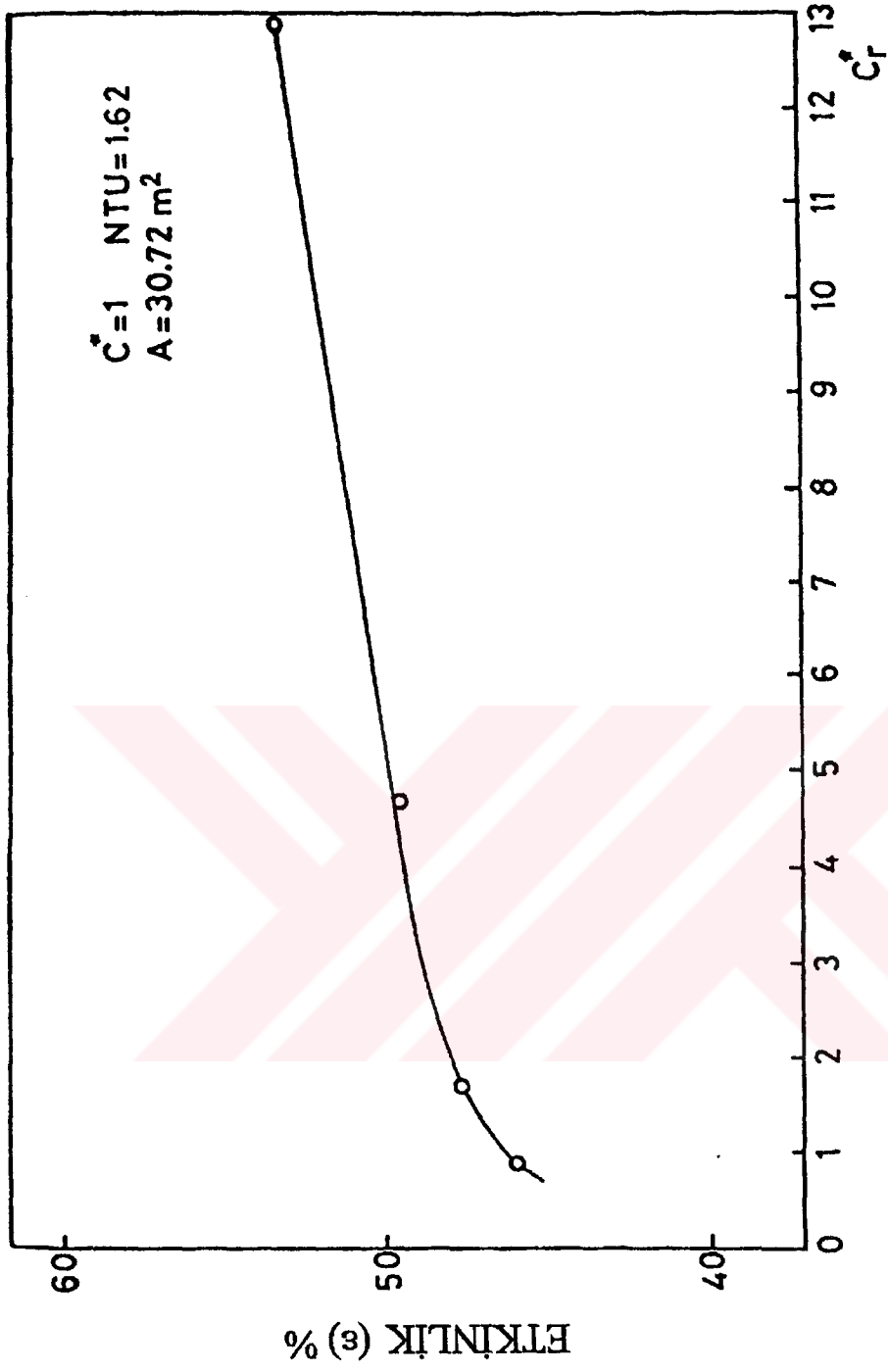
(Tarakçı, 1991)



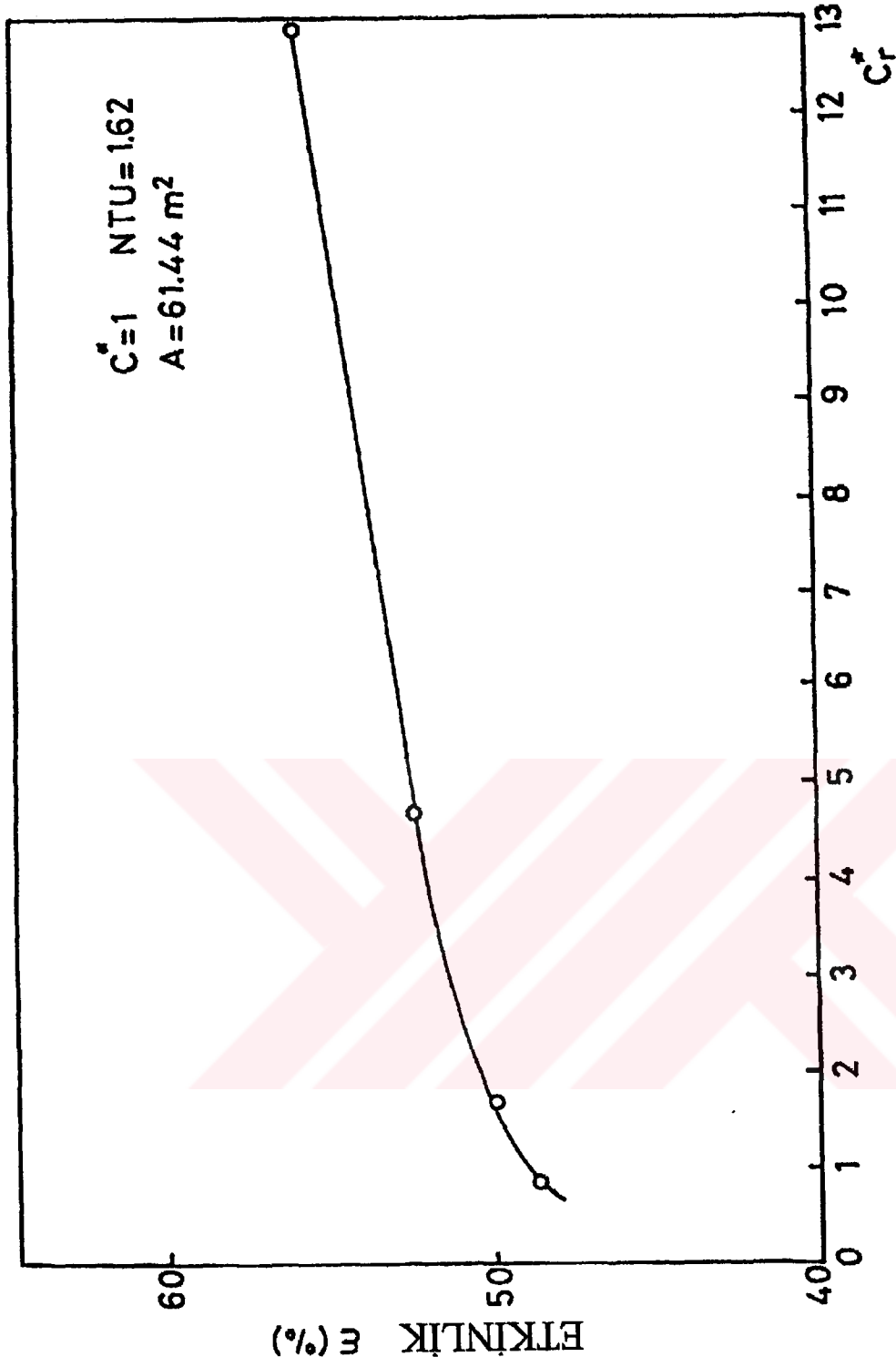
Şekil 6.7 Döner tip ısı değıştiricinin etkinliği, C^* ve NTU için ($C^* = 13$)
(Tarakçı, 1991)



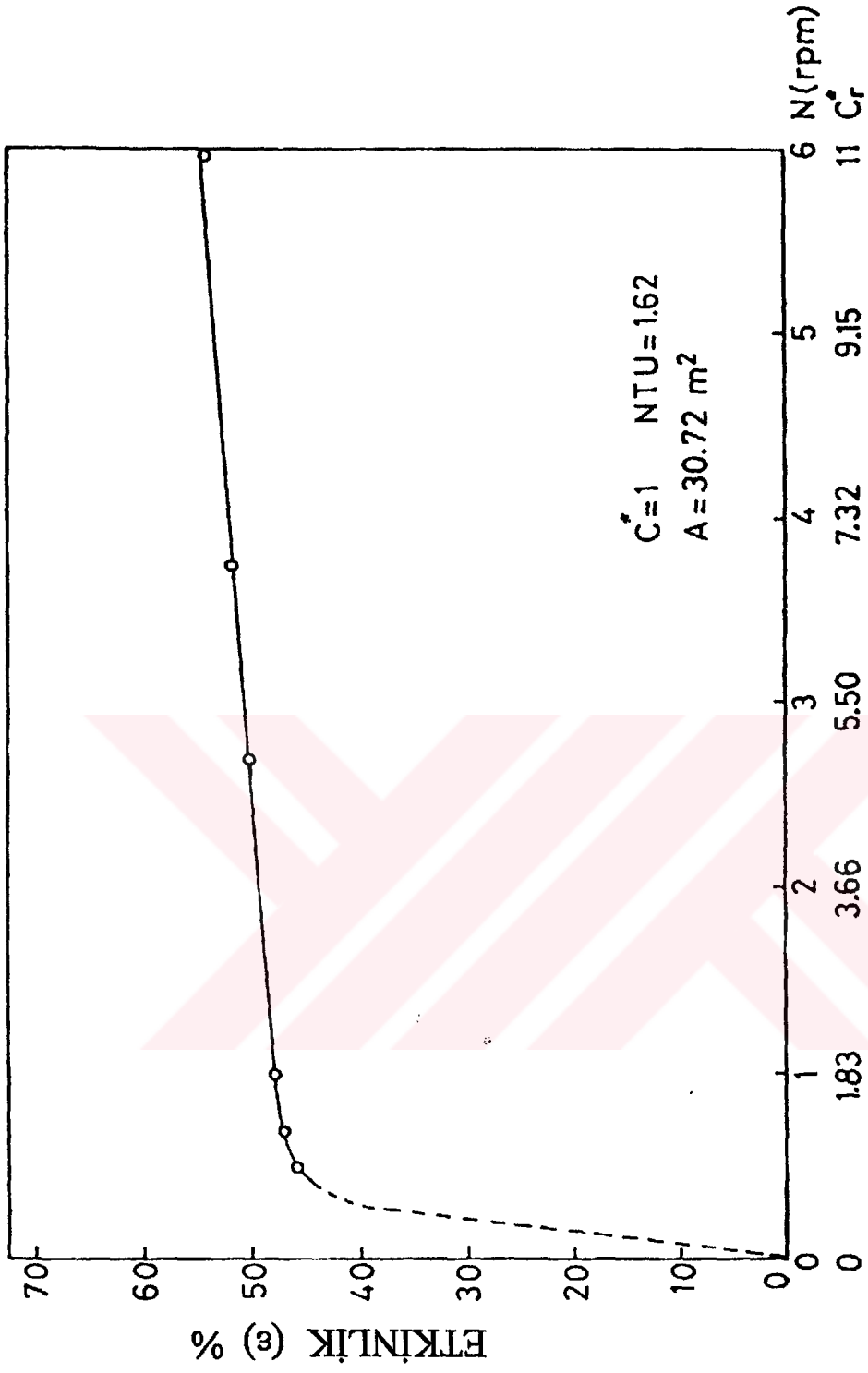
Şekil 6.8 Döner tip ısı değiştiricinin etkinliği, C^* ve NTU için, $C_r^*=13$ Galvaniz ve Alüminyum için (Tarakçı, 1991).



Şekil 6.9 Döner tip ısı değiştirici etkinliği Cr^* için,
Galvaniz malzeme için (Tarakçı, 1991).



Şekil 6.10 Döner tip ısı değiştirici etkinliği (ϵ), C_r^* 'in fonksiyonu olarak Galvaniz ve Alüminyum için (Tarakçı, 1991).



Şekil 6.11 Döner tip ısı değiştirici etkinliği, rotor devir sayısı ve C_r^* 'in fonk. Galvaniz malzeme için (Tarakçı, 1991).

7.ENERJİ GERİ KAZANIMININ TERMODİNAMİK İNCELENMESİ

7.1.Hesap Yöntemi

7.1.1.Duyulur ısı transfer eden döner tip ısı değıştiriciler

7.1.1.1.Yük tasarrufu

$$Q = q \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{21} - t_{11}) \cdot \epsilon \cdot (1/3600) \quad (7.1)$$

Q= Yük tasarrufu	(kW)
q= Taze hava debisi	(m ³ /h)
ρ = Havanın yoğunluğu	(kg/ m ³)
c_p = Havanın özgül ısısı	(kJ/kg°C)
t_{21} = Taze hava sıcaklığı	(°C)
t_{11} = Ekzost havası sıcaklığı	(°C)
ϵ = Döner tip ısı değıştirgecin etkinliği	(%)

7.1.1.2.Parasal tasarruf

$$PT = Q \cdot BEF \cdot k \quad (7.2)$$

PT = Parasal tasarruf	(TL/yıl)
Q = Yük tasarrufu	(kW)
BEF= Birim enerji fiyatı	(TL/kW.h)
k = Çalışma süresi	(h/yıl)

7.1.1.3. Döner tip ısı değıştiricinin kendini amorti etme süresi

$$AES = \frac{NM}{PT} \quad (7.3)$$

AES= Amorti etme süresi	(yıl)
NM = Döner tip ısı değıştirgecin net maliyeti	(TL)
PT = Parasal tasarruf	(TL/yıl)

7.1.2.Hem duyulur hem de gizli ısı transferi yapan döner tip ısı değıştirciler

7.1.2.1.Yük tasarrufu

$$Q_T = q \cdot \rho \cdot (h_i - h_d) \cdot \epsilon \cdot (1/3600) \quad (7.4)$$

Q_T = Yük tasarrufu	(kW)
q = Taze hava debisi	(m ³ /h)
ρ = Havanın yoğunluğu	(kg/ m ³)
h_i = İç hava entalpisi	(kJ/kg)
h_d = Dış hava entalpisi	(kJ/kg)
ϵ = Döner tip ısı değıştirgecin etkinliğı	(%)

7.1.2.2.Parasal tasarruf

$$PT = Q_T \cdot BEF \cdot k \quad (7.5)$$

PT = Parasal tasarruf	(TL/yıl)
Q_T = Yük tasarrufu	(kW)
BEF = Birim enerji fiyatı	(TL/kW.h)
k = Çalışma süresi	(h/yıl)

7.1.2.3. Döner tip ısı değıştirgecin kendini amorti etme süresi

Bölüm 7.1.1.3 ile aynıdır.

7.1.3.Soğıu geri kazanımı

7.1.3.1.Taze hava entalpisi

$$h_s = h_d - (h_d - h_i) \cdot \epsilon \quad (7.6)$$

h_s = Matris çıkışındaki hava entalpisi	(kJ/kg)
h_d = Dış havanın entalpisi	(kJ/kg)
h_i = İç havanın entalpisi	(kJ/kg)
ϵ = Döner tip ısı değıştirgecin etkinliğı	(%)

7.1.3.2.Yük tasarrufu

Bölüm 7.1.1.1.ile aynıdır.

7.1.3.3.Parasal tasarruf

Bölüm 7.1.1.2.ile aynıdır.

7.1.3.4. Döner tip ısı değıştirgecin kendini amorti etme süresi

Bölüm 7.1.1.3 ile aynıdır.



8.ENERJİ GERİ KAZANIMININ EKONOMİK AÇIDAN İNCELENMESİ

8.1.Ekonomik Kriterler

Döner tip ısı değiştiricilerin ekonomik incelenmesinde, tesisin ilk yatırım maliyeti ve işletme maliyetleri göz önüne alınmalıdır.

8.1.1.İlk yatırım maliyeti

1. Döner tip ısı değiştiricinin fiyatı,
2. Isı değiştiricinin tesisata bağlanması (sonradan ilavesinde),
3. Kullanılması gereken otomatik kontrol ünitelerin fiyatı,
4. Isı değiştirici için kullanılması gereken ilave kanallar, montajı, işçiliği (sonradan ilavesinde),
5. Döner tip ısı değiştiricinin basınç kaybını yenebilmek için, ilave fan kullanılması gerektiği durumlarda, fan fiyatı,
6. Gerekmesi durumunda filtrelerin fiyatı,
7. Kapasite kontrol cihazı fiyatı,
8. Don olması ihtimali olan tesislerde, ön ısıtıcı ve otomatik don kontrol ünitesi fiyatı,
9. Döner tip ısı değiştiricinin kullanılması ile, azalan ısıtma yükü dolayısıyla kazan ve ısıtıcı ekipman tasarrufu,
10. Azalan yükten dolayı kullanılan ısıtıcı batarya, boru ve pompa tasarrufu,
11. Azalan yükten dolayı kullanılan soğutucu ekipman tasarrufu.

8.1.2.İşletme maliyetleri

1. Döner tip ısı değiştiricinin bakım giderleri,
2. İlave konulması muhtemel fanların harcadığı enerji giderleri,
3. Döner tip ısı değiştiricinin çalıştırılması, kontrol cihazlarının ve ön ısıtıcının işletme giderleri,
4. Yıllık ısıtma enerjisi tasarrufu,
5. Yıllık soğutma enerjisi tasarrufu.

8.2.Döner Tip Isı Değiştiricinin Uygulama Örneği

Bu örnekte, İstanbul'da bulunan ve imarı Bayındır Holding tarafından yapılan, Batı Turizm Merkezi Hastane Binası için projelendirilen klima santrali kullanılmıştır. Santral, fan-coil ile ısıtılıp soğutulan hastane binasına, taze hava sağlamak ve bu taze havayı şartlandırmak amacıyla kurulmuştur. Klima santrali çıkışındaki hava şartları, ortamı şartlandırmak amacıyla kullanılmadığından, ortam şartları olarak belirlenmiştir. Ortam şartları yaz ve kış aylarında 22°C-%50 bağıl nem kabul edilmiştir. Santral %100 dış hava ile çalışmaktadır.

Yapılan klima projesinde, kullanılan soğutma grubu ve ısıtma grubu, herhangi bir ısı geri kazanım sistemi kullanılmadan, hesaplar sonucu büyük seçilmiştir.

Bu uygulamada, hiçbir ısı geri kazanımı kullanılmamış olan bu klima santraline, döner tip ısı değiştirici ilave edilmesi durumunda, kullanılacak ısıtıcı ve soğutucu bataryaların güçlerini, enerji tasarrufları ve ilk yatırım giderleri çıkarılarak, ekonomik bir analiz yapılmıştır.

Mevcut kullanılan sistemin verileri:

Taze hava debisi: $q=47.450 \text{ m}^3/\text{h}$

Klima santrali toplam hava debisi: $q=47.450 \text{ m}^3/\text{h}$ (%100 dış hava ile çalıştığı için)

Nemlendirici kapasitesi = 318kg/h (sulu nemlendirici)

Isıtıcı kapasitesi = 520,05 kW

Soğutucu kapasitesi= 569,4 kW

Kış aylarında istenen oda şartlarını sağlamak amacıyla, klima santraline ısıtıcı batarya ve nemlendirici ünite yerleştirilmiştir. Yaz aylarında ise soğutucu batarya kullanılmış ve istenen oda şartları temin edilmiştir. Kullanılacak higroskopik döner tip ısı değiştirici ile birlikte, nemlendirici kapasitesi düşecek hatta bazı aylar nemlendirici ünitesi kullanılmayacaktır. Hesaplarda, sağlanan enerji tasarrufunu daha gerçekçi bulabilmek için, her ay için İstanbul'un o aydaki ortalama sıcaklık değerleri alınarak, harcanan enerji bulunmuştur.

Aşağıdaki tabloda İstanbul' un her ay için ortalama sıcaklık ve bağıl nem değerleri verilmiştir.

Tablo 8.1.İstanbul için ortalama dış hava sıcaklıkları ve ortalama bağıl nem.

AYLAR	DÖNEM	DIŞ HAVA SICAKLIĞI(°C)	DIŞ HAVA BAĞIL NEMİ(%)
OCAK	ISITMA	2.5	80
ŞUBAT	ISITMA	2.5	75
MART	ISITMA	3.5	75
NİSAN	ISITMA	11.5	75
MAYIS	ISITMA	16.3	75
HAZİRAN	SOĞUTMA	26	70
TEMMUZ	SOĞUTMA	29	70
AĞUSTOS	SOĞUTMA	29	70
EYLÜL	SOĞUTMA	26	75
EKİM	ISITMA	15.6	78
KASIM	ISITMA	11.7	80
ARALIK	ISITMA	5.2	80

8.2.1. Isıtma sezonu

8.2.1.1. Enerji geri kazanımsız ısıtıcı batarya gücü

$$Q_1 = q \cdot c_p \cdot \rho (T_{iç} - T_{dış}) \cdot (1/3600) \quad (8.1)$$

Q_1 = Batarya gücü	(kW)
q = Taze hava debisi	(m ³ /h)
c_p = Havanın özgül ısı	(1.00 kJ/kg°C)
ρ = Ortalama hava yoğunluğu	(1.233 kg/m ³)
$T_{iç}$ = Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(°C)
$T_{dış}$ = Dış hava sıcaklığı	(°C)

8.2.1.2. Enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya gücü

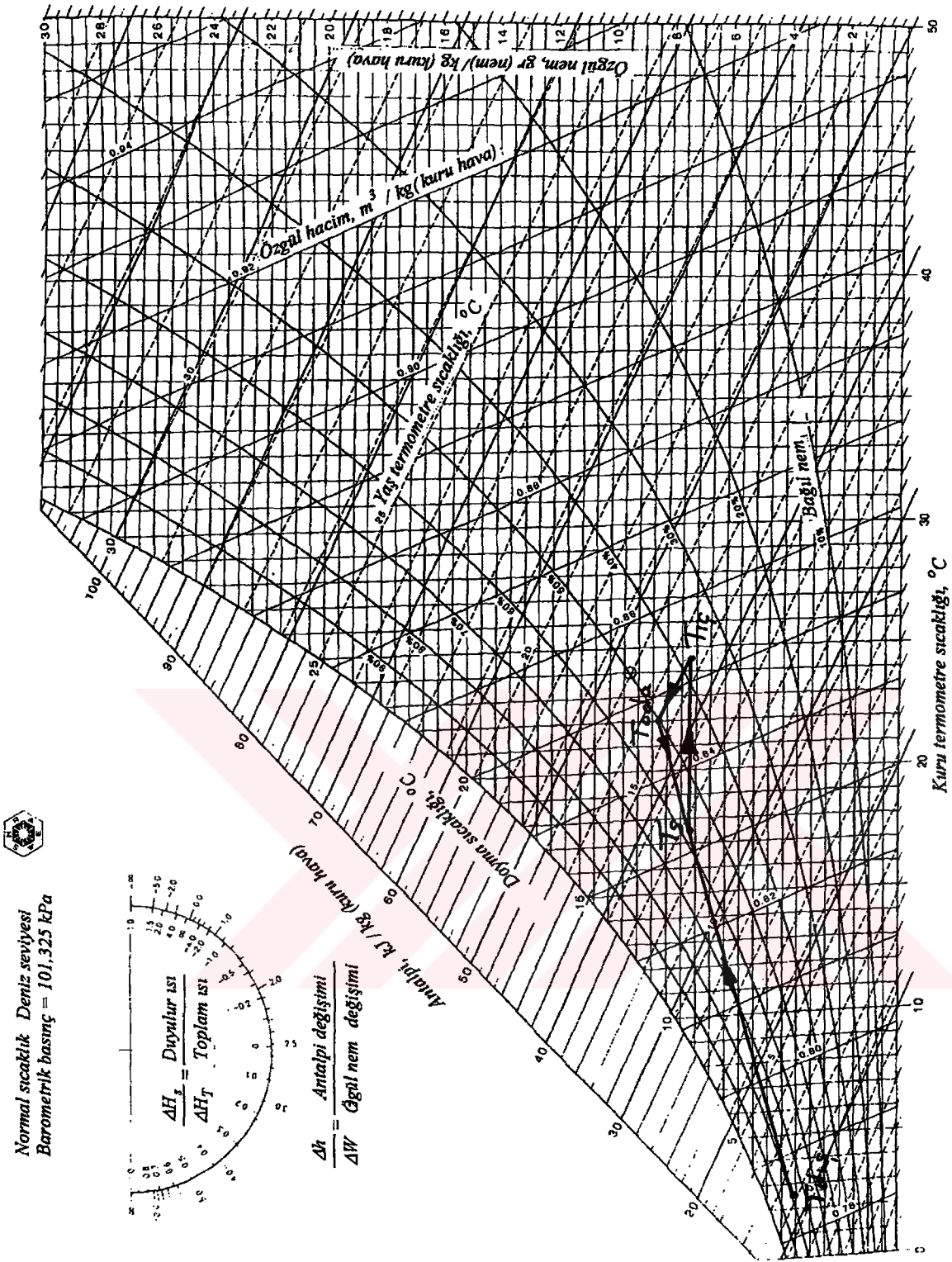
$$Q_2 = q \cdot c_p \cdot \rho (T_{oda} - T_s) \cdot (1/3600) \quad (8.2)$$

Q_1 = Batarya gücü	(kW)
----------------------	------

q	= Taze hava debisi	(m^3/h)
c_p	= Havanın özgül ısısı	($1.00 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$)
ρ	= Ortalama hava yoğunluğu	(1.233 kg/m^3)
ε	= Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(%)
T_{oda}	= Oda sıcaklığı	($^\circ\text{C}$)
T_s	= Matris çıkış sıcaklığı	($^\circ\text{C}$)

$$T_s = T_{dış} + (T_{oda} - T_{dış}) \cdot \varepsilon \quad (8.3)$$





Şekil 8.1.Ocak ayında, döner tip ısı değıştiricili klima santralinde havanın hal değışimi

OCAK

İklimi	(q)	: 47.450 m ³ /h
Isıtıcı boru çapı	(D)	: 3.500 mm
Isınan tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	: 76 %
Isınan tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	: 150 Pa
Isınan yüzeyindeki hava hızı	(v)	: 2.95 m/s
Isınan çalışma dönemi	(t)	: OCAK
Isınan tip ısı değiştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	: 744 saat/AY
Isınanın özgül ısısı	(c _p)	: 1.00 kJ/kg°C
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(T _{ic})	: 34 °C
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(φ)	: 11 %
Isınan alt ısı değeri	(H _u)	: 34.485 kJ/m ³ (doğalgaz)
Isınan verimi	(η _k)	: 90 %
Isınan yakıt fiyatı	(BYF)	: 100.170 TL/m ³ (19.05.1999)

Isınan sıcaklığı	(°C)	T _{oda}	22
Isınan bağıl nemi	(%)	φ _{oda}	50
Isınan hava sıcaklığı	(°C)	T _{dis}	2,5
Isınan hava bağıl nemi	(%)	φ _{dis}	80
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(°C)	T _{ic}	34
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(%)	φ _{ic}	11
$T_s = T_{dis} + (T_{oda} - T_{dis}) \cdot \varepsilon$	(°C)	T _s	17,32
Isınan enerji geri kazanımsız ısıtıcı batarya gücü $Q_1 = q \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{ic} - T_{dis}) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₁	511,93
Isınan enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya gücü $Q_2 = q \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{oda} - T_s) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₂	76,06
Isınan enerji tasarrufu $Q_{ET} = Q_1 - Q_2$	(kW)	Q _{ET}	435,87
Isınan yakıt tasarrufu $YT = Q_{ET} \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	m ³ /AY	YT	37615,09
Isınan parasal tasarruf $PT = YT \cdot BYF$	TL/AY	PT	3.767.903.565

Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem

(ϕ) : 10 %

Yakıt alt ısı değeri

(H_u) : 34.485 kJ/m³ (doğalgaz)

Kazan verimi

(η_k) : 90 %

Birim yakıt fiyatı

(BYF) : 100.170 TL/m³(19.05.1999)

Oda sıcaklığı	(°C)	T_{oda}	22
Oda bağıl nemi	(%)	ϕ_{oda}	50
Dış hava sıcaklığı	(°C)	$T_{dış}$	2,5
Dış hava bağıl nemi	(%)	$\phi_{dış}$	75
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(°C)	$T_{iç}$	34,5
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(%)	$\phi_{iç}$	10
$T_s = T_{dış} + (T_{oda} - T_{dış}) \cdot \epsilon$	(°C)	T_s	17,32
Enerji geri kazanımsız ısıtıcı batarya gücü $Q_1 = q \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{iç} - T_{dış}) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q_1	520,05
Enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya gücü $Q_2 = q \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{oda} - T_s) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q_2	76,06
Enerji tasarrufu $Q_{ET} = Q_1 - Q_2$	(kW)	Q_{ET}	443,99
Yakıt tasarrufu $YT = Q_{ET} \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	m ³ /AY	YT	34.607,66
Parasal tasarruf $PT = YT \cdot BYF$	TL/AY	PT	3.466.649.302,2

MART

Debi	(q)	: 47.450 m ³ /h
Rotor çapı	()	: 3.500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	: 76 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	: 150 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	: 2.95 m/s
Çalışma dönemi	()	: MART
Döner tip ısı değiştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	: 744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	(c _p)	: 1.00 kJ/kg°C
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(T _{ic})	: 33,8 °C
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(φ)	: 12 %
Yakıt alt ısı değeri	(H _u)	: 34.485 kJ/m ³ (doğalgaz)
Kazan verimi	(η _k)	: 90 %
Birim yakıt fiyatı	(BYF)	: 100.170 TL/m ³ (19.05.1999)

Oda sıcaklığı	(°C)	T _{oda}	22
Oda bağıl nemi	(%)	φ _{oda}	50
Dış hava sıcaklığı	(°C)	T _{dış}	3,5
Dış hava bağıl nemi	(%)	φ _{dış}	75
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(°C)	T _{ic}	33,8
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(%)	φ _{ic}	12
$T_s = T_{dış} + (T_{oda} - T_{dış}) \cdot \varepsilon$	(°C)	T _s	17,56
Enerji geri kazanımsız ısıtıcı batarya gücü $Q_1 = q \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{ic} - T_{dış}) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₁	492,42
Enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya gücü $Q_2 = q \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{oda} - T_s) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₂	72,16
Enerji tasarrufu $Q_{ET} = Q_1 - Q_2$	(kW)	Q _{ET}	420,26
Yakıt tasarrufu $YT = Q_{ET} \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	m ³ /AY	YT	36268
Parasal tasarruf $PT = YT \cdot BYF$	TL/AY	PT	3.632.965.560

NİSAN

Debi	(q)	: 47.450 m ³ /h
Rotor çapı	()	: 3.500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	: 76 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	: 150 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	: 2.95 m/s
Çalışma dönemi	()	: NİSAN
Döner tip ısı değiştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	: 720 saat/AY
Havanın özgül ısısı	(c _p)	: 1.00 kJ/kg°C
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(T _{ic})	: 27 °C
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(φ)	: 28 %
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	: 34.485 kJ/m ³ (doğalgaz)
Kazan verimi	(η _k)	: 90 %
Birim yakıt fiyatı	(BYF)	: 100.170 TL/m ³ (19.05.1999)

Oda sıcaklığı	(°C)	T _{oda}	22
Oda bağıl nemi	(%)	φ _{oda}	50
Dış hava sıcaklığı	(°C)	T _{dış}	11,5
Dış hava bağıl nemi	(%)	φ _{dış}	75
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(°C)	T _{ic}	27
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(%)	φ _{ic}	28
$T_s = T_{dış} + (T_{oda} - T_{dış}) \cdot \varepsilon$	(°C)	T _s	19,48
Enerji geri kazanımsız ısıtıcı batarya gücü $Q_1 = q \cdot c_p \cdot \rho (T_{ic} - T_{dış}) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₁	251,90
Enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya gücü $Q_2 = q \cdot c_p \cdot \rho (T_{oda} - T_s) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₂	40,95
Enerji tasarrufu $Q_{ET} = Q_1 - Q_2$	(kW)	Q _{ET}	210,95
Yakıt tasarrufu $YT = Q_{ET} \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	m ³ /AY	YT	17617,4
Parasal tasarruf $PT = YT \cdot BYF$	TL/AY	PT	1.764.734.958

MAYIS

Debi	(q)	: 47.450 m ³ /h
Rotor çapı	()	: 3.500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	: 76 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	: 150 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	: 2.95 m/s
Çalışma dönemi	()	: MAYIS
Döner tip ısı değiştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	: 744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	(c _p)	: 1.00 kJ/kg°C
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(T _{ic})	: 22 °C
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(φ)	: 51 %
Yakıt alt ısı değeri	(H _u)	: 34.485 kJ/m ³ (doğalgaz)
Kazan verimi	(η _k)	: 90 %
Birim yakıt fiyatı	(BYF)	: 100.170 TL/m ³ (19.05.1999)

Oda sıcaklığı	(°C)	T _{oda}	22
Oda bağıl nemi	(%)	φ _{oda}	50
Dış hava sıcaklığı	(°C)	T _{dış}	16,53
Dış hava bağıl nemi	(%)	φ _{dış}	75
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(°C)	T _{ic}	22
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(%)	φ _{ic}	51
$T_s = T_{dış} + (T_{oda} - T_{dış}) \cdot \epsilon$	(°C)	T _s	20,63
Enerji geri kazanımsız ısıtıcı batarya gücü $Q_1 = q \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{ic} - T_{dış}) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₁	92,63
Enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya gücü $Q_2 = q \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{oda} - T_s) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₂	22,26
Enerji tasarrufu $Q_{ET} = Q_1 - Q_2$	(kW)	Q _{ET}	70,37
Yakıt tasarrufu $YT = Q_{ET} \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	m ³ /AY	YT	6072,4
Parasal tasarruf $PT = YT \cdot BYF$	TL/AY	PT	608.272.308

EKİM

Debi	(q)	: 47.450 m ³ /h
Rotor çapı	()	: 3.500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	: 76 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	: 150 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	: 2.95 m/s
Çalışma dönemi	()	: EKİM
Döner tip ısı değiştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	: 744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	(c _p)	: 1.00 kJ/kg°C
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(T _{ic})	: 22 °C
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(φ)	: 51 %
Yakıt alt ısı değeri	(H _u)	: 34.485 kJ/m ³ (doğalgaz)
Kazan verimi	(η _k)	: 90 %
Birim yakıt fiyatı	(BYF)	: 100.170 TL/m ³ (19.05.1999)

Oda sıcaklığı	(°C)	T _{oda}	22
Oda bağıl nemi	(%)	φ _{oda}	50
Dış hava sıcaklığı	(°C)	T _{dış}	15,6
Dış hava bağıl nemi	(%)	φ _{dış}	78
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(°C)	T _{ic}	22
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(%)	φ _{ic}	51
$T_s = T_{dış} + (T_{oda} - T_{dış}) \cdot \varepsilon$	(°C)	T _s	20,46
Enerji geri kazanımsız ısıtıcı batarya gücü $Q_1 = q \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{ic} - T_{dış}) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₁	104,01
Enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya gücü $Q_2 = q \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{oda} - T_s) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₂	25,03
Enerji tasarrufu $Q_{ET} = Q_1 - Q_2$	(kW)	Q _{ET}	78,98
Yakıt tasarrufu $YT = Q_{ET} \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	m ³ /AY	YT	6816,06
Parasal tasarruf $PT = YT \cdot BYF$	TL/AY	PT	682.764.730,2

KASIM

Debi	(q)	: 47.450 m ³ /h
Rotor çapı	()	: 3.500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	: 76 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	: 150 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	: 2.95 m/s
Çalışma dönemi	()	: KASIM
Döner tip ısı değiştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	: 720 saat/AY
Havanın özgül ısısı	(c _p)	: 1.00 kJ/kg°C
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(T _{ic})	: 25,9 °C
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(φ)	: 32 %
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	: 34.485 kJ/m ³ (doğalgaz)
Kazan verimi	(η _k)	: 90 %
Birim yakıt fiyatı	(BYF)	: 100.170 TL/m ³ (19.05.1999)

Oda sıcaklığı	(°C)	T _{oda}	22
Oda bağıl nemi	(%)	φ _{oda}	50
Dış hava sıcaklığı	(°C)	T _{dış}	11,7
Dış hava bağıl nemi	(%)	φ _{dış}	80
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(°C)	T _{ic}	25,9
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(%)	φ _{ic}	32
$T_s = T_{dış} + (T_{oda} - T_{dış}) \cdot \varepsilon$	(°C)	T _s	19,53
Enerji geri kazanımsız ısıtıcı batarya gücü $Q_1 = q \cdot c_p \cdot \rho (T_{ic} - T_{dış}) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₁	230,77
Enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya gücü $Q_2 = q \cdot c_p \cdot \rho (T_{oda} - T_s) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₂	40,14
Enerji tasarrufu $Q_{ET} = Q_1 - Q_2$	(kW)	Q _{ET}	190,63
Yakıt tasarrufu $YT = Q_{ET} \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	m ³ /AY	YT	15920,3
Parasal tasarruf $PT = YT \cdot BYF$	TL/AY	PT	1.594.736.451

ARALIK

Debi	(q)	: 47.450 m ³ /h
Rotor çapı	()	: 3.500 mm
Döner tip ısı değıştirgeci etkinliği	(ε)	: 76 %
Döner tip ısı değıştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	: 150 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	: 2.95 m/s
Çalışma dönemi	()	: ARALIK
Döner tip ısı değıştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	: 744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	(c _p)	: 1.00 kJ/kg°C
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(T _{ic})	: 32 °C
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(φ)	: 15 %
Yakıt alt ısı değeri	(H _u)	: 34.485 kJ/m ³ (doğalgaz)
Kazan verimi	(η _k)	: 90 %
Birim yakıt fiyatı	(BYF)	: 100.170 TL/m ³ (19.05.1999)

Oda sıcaklığı	(°C)	T _{oda}	22
Oda bağıl nemi	(%)	φ _{oda}	50
Dış hava sıcaklığı	(°C)	T _{dış}	5,2
Dış hava bağıl nemi	(%)	φ _{dış}	80
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık	(°C)	T _{ic}	32
Isıtıcı çıkışındaki bağıl nem	(%)	φ _{ic}	15
$T_s = T_{dış} + (T_{oda} - T_{dış}) \cdot \varepsilon$	(°C)	T _s	17,97
Enerji geri kazanımsız ısıtıcı batarya gücü $Q_1 = q \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{ic} - T_{dış}) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₁	435,5
Enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya gücü $Q_2 = q \cdot c_p \cdot \rho \cdot (T_{oda} - T_s) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₂	65,5
Enerji tasarrufu $Q_{ET} = Q_1 - Q_2$	(kW)	Q _{ET}	370
Yakıt tasarrufu $YT = Q_{ET} \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	m ³ /AY	YT	31930,4
Parasal tasarruf $PT = YT \cdot BYF$	TL/AY	PT	3.198.468.168

8.2.2. Soğutma sezonu

8.2.2.1. Enerji geri kazanımsız soğutucu batarya gücü

$$Q_1 = q \cdot \rho \cdot (h_d - h_{oda}) \cdot (1/3600) \quad (8.4)$$

Q_1 = Soğutucu batarya gücü	(kW)
q = Taze hava debisi	(m ³ /h)
ρ = Ortalama hava yoğunluğu	(1.2 kg/m ³)
h_d = Dış havanın entalpisi	(kJ/ kg)
h_{oda} = Oda havasının entalpisi	(kJ/ kg)

8.2.2.2. Enerji tasarrufu

$$Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1/3600) \quad (8.5)$$

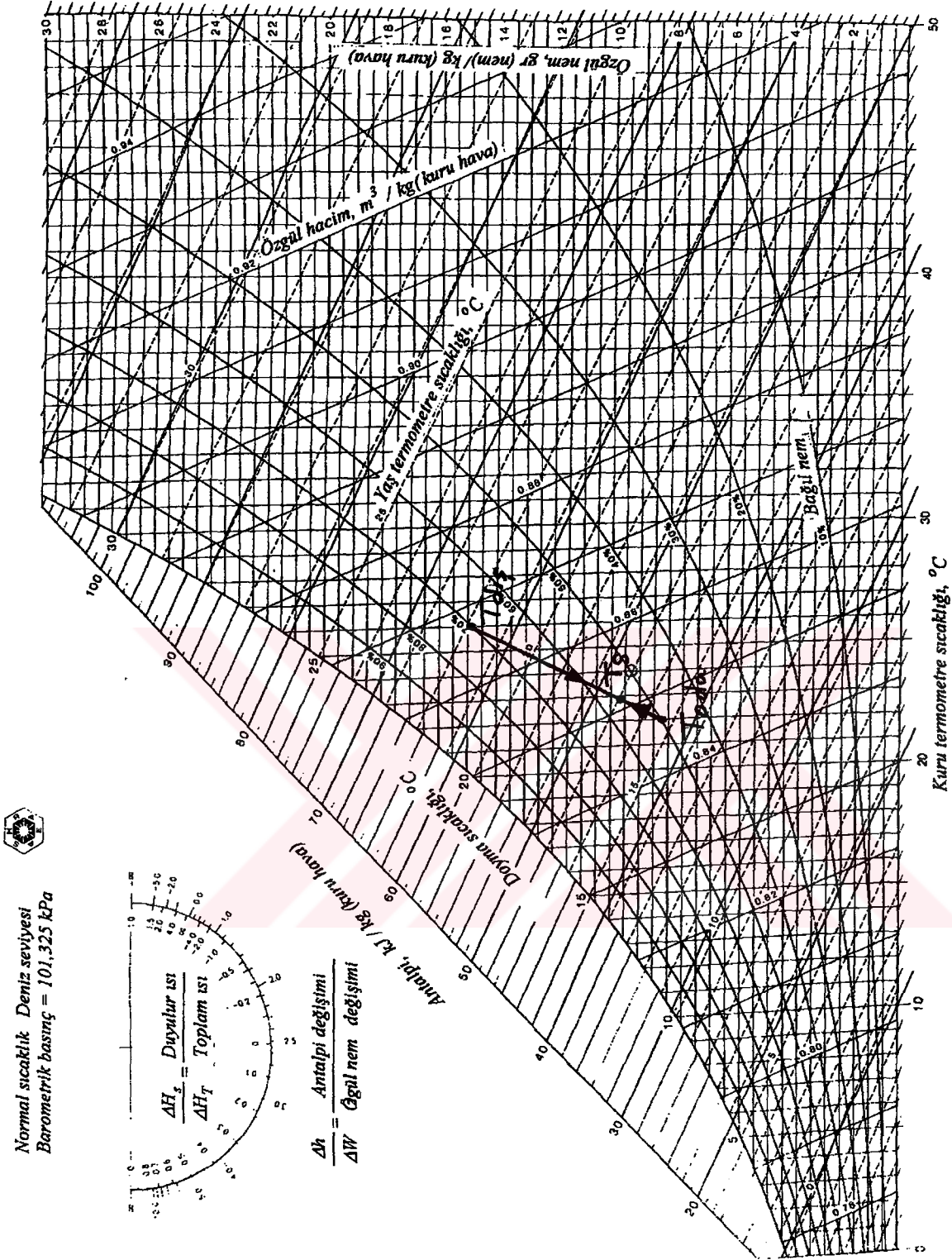
Q_2 = Enerji tasarrufu	(kW)
Δh = Tasarruf edilen entalpi miktarı	(kJ/kg)

$$\Delta h = (h_d - h_s) \quad (8.6)$$

h_d = Dış hava entalpisi	(kJ/kg)
h_s = Matris çıkış entalpisi	(kJ/kg)

8.2.2.3. Enerji geri kazanımlı soğutucu batarya gücü

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 \quad (8.7)$$



Şekil 8.2. Haziran ayında döner tip ısı değiştiricili klima santralinde havanın hal değişimi

HAZİRAN

Debi	(q)	: 47.450 m ³ /h
Rotor çapı	()	: 3.500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	: 76 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	: 150 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	: 2.95 m/s
Çalışma dönemi	()	: HAZİRAN
Döner tip ısı değiştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	: 720 saat/AY
Havanın özgül ısısı	(c _p)	: 1.00 kJ/kg°C
Hava yoğunluğu (ortalama)	(ρ)	: 1.2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	(COP)	: 2,8
Elektrik birim fiyatı	(EBF)	: 28.500 TL/kW.h (19.05.1999)

Oda sıcaklığı (Kuru Termometre)	(°C)	KT _{oda}	22
Oda sıcaklığı (Yaş Termometre)	(°C)	YT _{oda}	15,42
Oda bağıl nemi	(%)	φ _{oda}	50
Oda havası entalpisi	kJ/kg	h _{oda}	43,055
Dış hava sıcaklığı (Kuru Termometre)	(°C)	KT _{dış}	26
Dış hava sıcaklığı (Yaş Termometre)	(°C)	YT _{dış}	21,87
Dış hava bağıl nemi	(%)	φ _{dış}	70
Dış hava entalpisi	kJ/kg	h _{dış}	63,926
$KT_s = KT_{dış} + (KT_{dış} - KT_{oda}) \cdot \epsilon$	(°C)	KT _s	22,96
$YT_s = YT_{dış} + (YT_{dış} - YT_{oda}) \cdot \epsilon$	(°C)	YT _s	16,97
Matris çıkış havası entalpisi	kJ/kg	h _s	47,58
Entalpi tasarrufu $\Delta h = (h_d - h_s)$	kJ/kg	Δh	16,346
Enerji geri kazanımsız soğutucu batarya gücü $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (h_d - h_{oda}) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₁	330,11
Enerji tasarrufu $Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₂	258,54
Enerji geri kazanımlı soğutucu batarya gücü $Q_3 = Q_1 - Q_2$	(kW)	Q ₃	71,57
Elektrik tasarrufu $ET = Q_2 \cdot t \cdot / COP$	kW.h/AY	YT	66.481,7
Parasal tasarruf $PT = ET \cdot EBF$	TL/AY	PT	1.894.728.857

TEMMUZ

Debi	(q)	: 47.450 m ³ /h
Rotor çapı	()	: 3.500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	: 76 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	: 150 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	: 2.95 m/s
Çalışma dönemi	()	: TEMMUZ
Döner tip ısı değiştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	: 744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	(c _p)	: 1.00 kJ/kg°C
Hava yoğunluğu (ortalama)	(ρ)	: 1.2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	(COP)	: 2,8
Elektrik birim fiyatı	(EBF)	: 28.500 TL/kW.h (19.05.1999)

Oda sıcaklığı (Kuru Termometre)	(°C)	KT _{oda}	22
Oda sıcaklığı (Yaş Termometre)	(°C)	YT _{oda}	15,42
Oda bağıl nemi	(%)	φ _{oda}	50
Oda havası entalpisi	kJ/kg	h _{oda}	43,055
Dış hava sıcaklığı (Kuru Termometre)	(°C)	KT _{dış}	29
Dış hava sıcaklığı (Yaş Termometre)	(°C)	YT _{dış}	24,59
Dış hava bağıl nemi	(%)	φ _{dış}	70
Dış hava entalpisi	kJ/kg	h _{dış}	74,498
$KT_s = KT_{dış} + (KT_{dış} - KT_{oda}) \cdot \varepsilon$	(°C)	KT _s	23,68
$YT_s = YT_{dış} + (YT_{dış} - YT_{oda}) \cdot \varepsilon$	(°C)	YT _s	17,62
Matris çıkış havası entalpisi	kJ/kg	h _s	49,557
Entalpi tasarrufu $\Delta h = (h_d - h_s) \cdot \varepsilon$	kJ/kg	Δh	24,94
Enerji geri kazanımsız soğutucu batarya gücü $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (h_d - h_{oda}) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₁	497,32
Enerji tasarrufu $Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₂	394,48
Enerji geri kazanımlı soğutucu batarya gücü $Q_3 = Q_1 - Q_2$	(kW)	Q ₃	102,84
Elektrik tasarrufu $ET = Q_2 \cdot t \cdot / COP$	kW.h/AY	ET	104.818,97
Parasal tasarruf $PT = ET \cdot EBF$	TL/AY	PT	2.987.340.685

AĞUSTOS

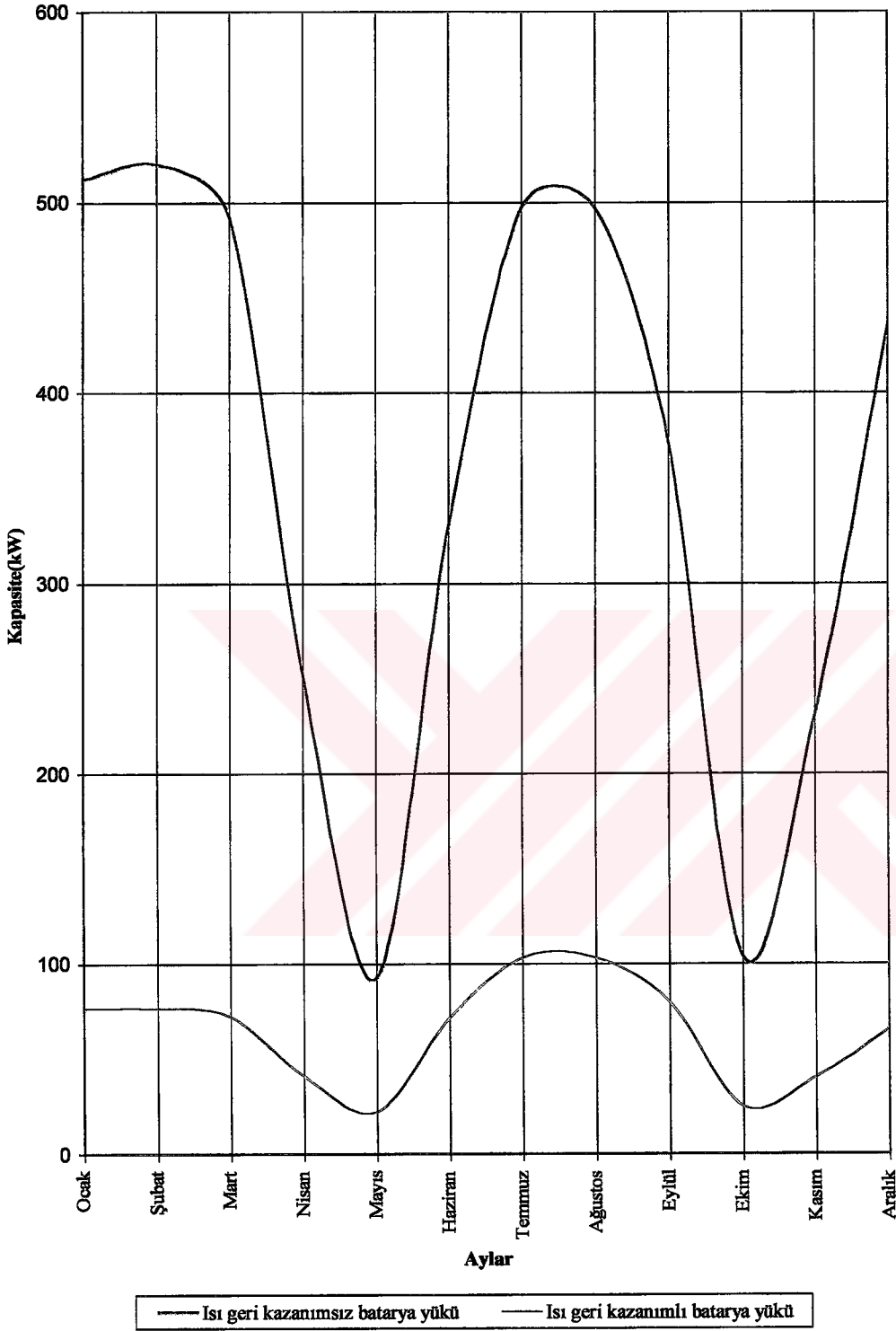
Debi	(q)	: 47.450 m ³ /h
Rotor çapı	()	: 3.500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	: 76 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	: 150 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	: 2.95 m/s
Çalışma dönemi	()	: AĞUSTOS
Döner tip ısı değiştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	: 744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	(c _p)	: 1.00 kJ/kg°C
Hava yoğunluğu (ortalama)	(ρ)	: 1.2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	(COP)	: 2,8
Elektrik birim fiyatı	(EBF)	: 28.500 TL/kW.h (19.05.1999)

Oda sıcaklığı (Kuru Termometre)	(°C)	KT _{oda}	22
Oda sıcaklığı (Yaş Termometre)	(°C)	YT _{oda}	15,42
Oda bağıl nemi	(%)	φ _{oda}	50
Oda havası entalpisi	kJ/kg	h _{oda}	43,055
Dış hava sıcaklığı (Kuru Termometre)	(°C)	KT _{dış}	29
Dış hava sıcaklığı (Yaş Termometre)	(°C)	YT _{dış}	24,59
Dış hava bağıl nemi	(%)	φ _{dış}	70
Dış hava entalpisi	kJ/kg	h _{dış}	74,498
KT _s = KT _{dış} + (KT _{dış} - KT _{oda}) . ε	(°C)	KT _s	23,68
YT _s = YT _{dış} + (YT _{dış} - YT _{oda}) . ε	(°C)	YT _s	17,62
Matris çıkış havası entalpisi	kJ/kg	h _s	49,557
Entalpi tasarrufu Δh = (h _d - h _s) . ε	kJ/kg	Δh	24,94
Enerji geri kazanımsız soğutucu batarya gücü Q ₁ = q . ρ (h _d - h _{oda}) . (1/3600)	(kW)	Q ₁	497,32
Enerji tasarrufu Q ₂ = q . ρ . Δh . (1/3600)	(kW)	Q ₂	394,48
Enerji geri kazanımlı soğutucu batarya gücü Q ₃ = Q ₁ - Q ₂	(kW)	Q ₃	102,84
Elektrik tasarrufu ET = Q ₂ . t . / COP	kW.h/AY	ET	104.818,97
Parasal tasarruf PT = ET . EBF	TL/AY	PT	2.987.340.685

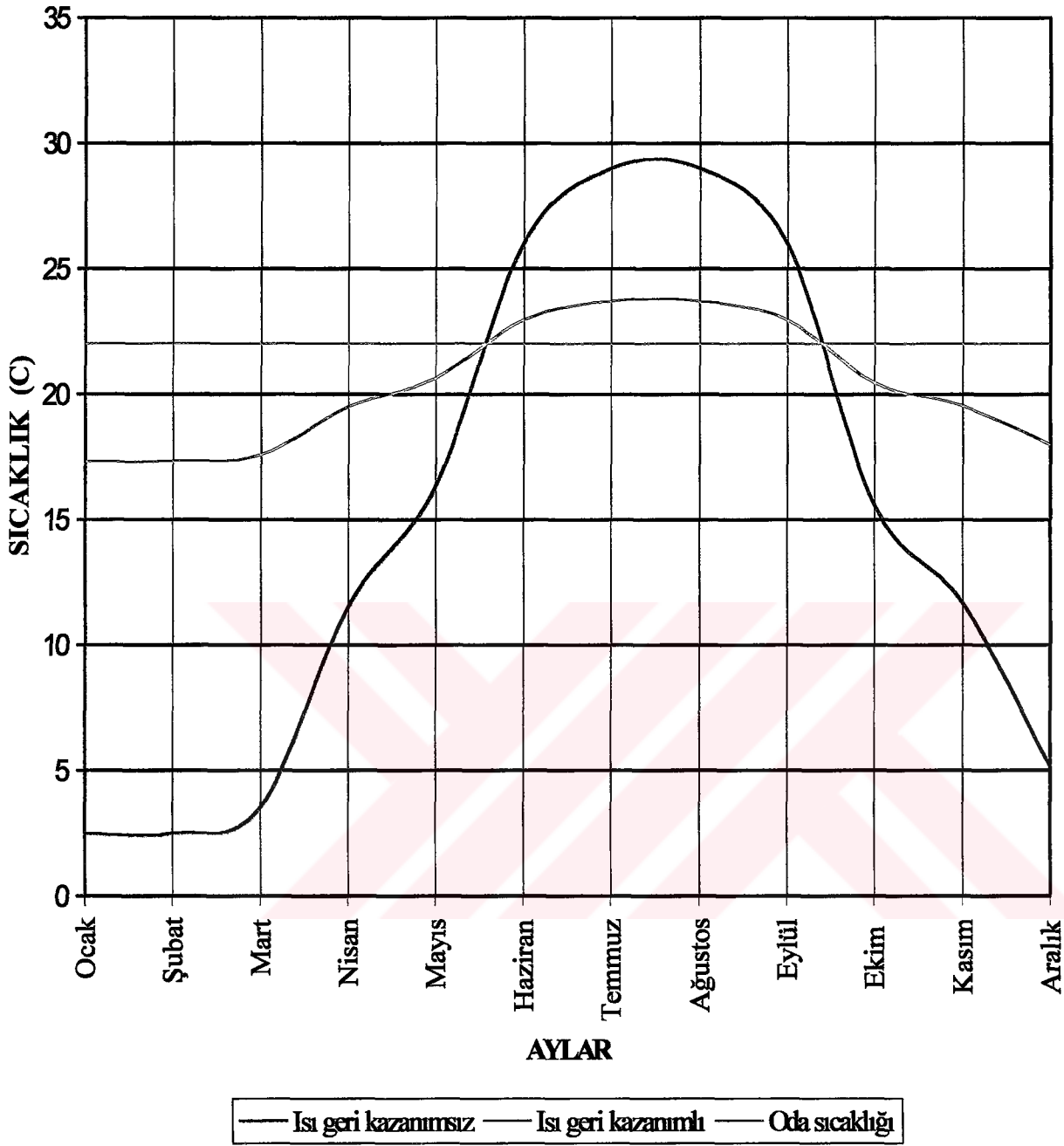
EYLÜL

Debi	(q)	: 47.450 m ³ /h
Rotor çapı	()	: 3.500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	: 76 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	: 150 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	: 2.95 m/s
Çalışma dönemi	()	: EYLÜL
Döner tip ısı değiştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	: 720 saat/AY
Havanın özgül ısısı	(c _p)	: 1.00 kJ/kg°C
Hava yoğunluğu (ortalama)	(ρ)	: 1.2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	(COP)	: 2,8
Elektrik birim fiyatı	(EBF)	: 28.500 TL/kW.h (19.05.1999)

Oda sıcaklığı (Kuru Termometre)	(°C)	KT _{oda}	22
Oda sıcaklığı (Yaş Termometre)	(°C)	YT _{oda}	15,42
Oda bağıl nemi	(%)	φ _{oda}	50
Oda havası entalpisi	kJ/kg	h _{oda}	43,055
Dış hava sıcaklığı (Kuru Termometre)	(°C)	KT _{dış}	26
Dış hava sıcaklığı (Yaş Termometre)	(°C)	YT _{dış}	22,6
Dış hava bağıl nemi	(%)	φ _{dış}	75
Dış hava entalpisi	kJ/kg	h _{dış}	66,696
$KT_s = KT_{dış} + (KT_{dış} - KT_{oda}) \cdot \epsilon$	(°C)	KT _s	22,96
$YT_s = YT_{dış} + (YT_{dış} - YT_{oda}) \cdot \epsilon$	(°C)	YT _s	17,14
Matris çıkış havası entalpisi	kJ/kg	h _s	48,098
Entalpi tasarrufu $\Delta h = (h_d - h_s) \cdot \epsilon$	kJ/kg	Δh	18,60
Enerji geri kazanımsız soğutucu batarya gücü $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (h_d - h_{oda}) \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₁	373,92
Enerji tasarrufu $Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$	(kW)	Q ₂	294,16
Enerji geri kazanımlı soğutucu batarya gücü $Q_3 = Q_1 - Q_2$	(kW)	Q ₃	79,76
Elektrik tasarrufu $ET = Q_2 \cdot t \cdot / COP$	kW.h/AY	ET	75.640,7
Parasal tasarruf $PT = ET \cdot EBF$	TL/AY	PT	2.155.759.950



Şekil8.3. Isıtma ve soğutma sezonlarında, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halindeki batarya yükleri



Şekil 8.4. Isıtma ve soğutma sezonlarında, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halindeki taze hava sıcaklıkları

8.2.3.Enerji tasarruf bedelleri

Çizelge 8.3.Isıtma ve soğutma sezonlarında enerji tasarruf miktarları

	Aylar	Parasal Tasarruf
Isıtma Sezonu	Ocak	3.767.903.565 TL
	Şubat	3.466.649.302,2 TL
	Mart	3.632.965.560 TL
	Nisan	1.764.734.958 TL
	Mayıs	608.272.308 TL
	Ekim	682.764.730,2 TL
	Kasım	1.594.736.451 TL
	Aralık	3.198.468.168 TL
Isı Enerji Tasarrufu		18.716.495.040,4 TL = \$ 46.558,4
Soğutma Sezonu	Haziran	1.894.728.857 TL
	Temmuz	2.987.340.685 TL
	Ağustos	2.987.340.685 TL
	Eylül	2.155.759.950 TL
Soğu Enerjisi Tasarrufu		10.025.170.180 TL = \$24.938,2
Yıllık Toplam Enerji Tasarrufu		28.741.646.980 TL = \$ 71.496,6

8.2.4. İlk yatırım giderleri

8.2.4.1.Döner tip ısı değıştirici cihaz fiyatı

Seçilen ve etkinliği $\epsilon=0,76$ olan 3500mm çapında döner tip ısı değıştiricinin fiyatı, montaj, nakliye ve kullanılacak otomatik kontrol ünitelerde dahil olmak üzere: \$56.052,5'dır

8.2.4.2. Isıtıcı batarya tasarrufu

Döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması durumunda çıkan ısıtma yükleri, tek sıra batarya ile temin edilen kapasite aralığına girdiğinden, ısıtıcı batarya yönünden tasarruf sağlanamamıştır.

8.2.4.3 Soğutucu batarya tasarrufu

Döner tip ısı değiştirici kullanılmadan, kullanılan (mevcut olan) soğutucu batarya fiyatı:

569,4kW'lık soğutucu batarya \$ 8963

Döner tip ısı değiştirici kullanılması durumunda gerekli olan soğutucu batarya fiyatı:

227,15kW'lık soğutucu batarya \$ 5013

Tasarruf edilen miktar = 8963-5013= \$ 3950

8.2.4.4. Kazan ve ekipmanları tasarrufu

a) Kazan tasarrufu:

520,05kW'lık kazan fiyatı: \$ 17.097,7

87,5kW'lık kazan fiyatı : \$ 4.240,2

Tasarruf edilen miktar : \$ 12.857,5

b) Ekipmanları tasarrufu:

Kazan ekipmanları, bir kazan tesisatında kullanılması zorunlu bütün cihaz ve fittings malzemelerini kapsar. Fiyatlara işçilik ve nakliye dahil edilmiştir.

520,05kW'lık kazan için ekipman fiyatı: \$ 6.839,1

87,5kW'lık kazan için ekipman fiyatı : \$ 1.696,1

Tasarruf edilen miktar : \$ 5.143

8.2.4.5. Soğutucu ekipman tasarrufu

a) Chiller grubu tasarrufu

569,4kW'lık chiller grubu : \$ 73.300

227,15kW'lık chiller grubu : \$ 38.778

Tasarruf edilen miktar : \$ 34.522

b)Chiller grubu ekipmanları tasarrufu

569,4kW'lık chiller grubu ekipman fiyat : \$ 8.063

227,15kW'lık chiller grubu ekipman fiyat : \$ 4.265

Tasarruf edilen miktar : \$ 3.797

8.2.4.6.Nemlendirici tasarrufu

318 kg/h'lik nemlendirici ünitesi : \$1.932

76kg/h 'lik nemlendirici ünitesi : \$943

Tasarruf edilen miktar : \$989

8.2.5.Yıllık işletme giderleri

8.2.5.1.Isı enerjisi tasarrufu

Tasarruf edilen miktar: \$46.558,4 (Bölüm8.2.3'den)

8.2.5.2.Soğu enerjisi tasarrufu

Tasarruf edilen miktar: \$24.938,2 (Bölüm8.2.3'den)

8.2.5.3.Hava tarafı ek basınç kaybı gideri

Döner tip ısı değiştirici kullanılması durumunda, oluşacak ek basınç kaybı mevcut sistemin fanı ile karşılanmaya çalışılır. Eğer fan kapasitesi yetmez ise, fanın kayış mekanizması gerilerek, daha fazla basınç elde edilmeye bakılır. Bu kafi gelmezse fan değiştirilir. Bu uygulamada fanın kafi gelmediği kabul edilmiş ve ek maliyet çıkarılmıştır. Taze hava ve ekzost hava kısmına, oluşacak ek basıncı yenebilmek için, birer büyük model fan seçilmiş ve aradaki fiyat farkı yazılmıştır.

Bir üst model fiyatı : \$3977,9

Bir alt model fiyatı : \$3379,8

Fan gideri : \$598,1 * 2 adet =\$1196,2

8.2.5.4.Bakım ve kullanım gideri

Bakım ve kullanım gideri : \$3324 olarak alınmıştır.

Çizelge8.3.İlk yatırım ve yıllık işletim giderleri

A	İlk Yatırım Giderleri (G _y)		Miktar
	a) Döner tip ısı değıştirici cihaz fiyatı	+	\$56.052,5
	b) Isıtıcı batarya tasarrufu	-	\$00.00
	c) Soğutucu batarya tasarrufu	-	\$3950
	d) Kazan tasarrufu:	-	\$12.857,5
	e) Kazan ekipmanları tasarrufu	-	\$5.143
	f) Chiller grubu tasarrufu	-	\$23.522
	g) Chiller grubu ekipmanları tasarrufu	-	\$2588
	h) Nemlendirici tasarrufu	-	\$989
	Toplam İlk Yatırım Giderleri = G _y =	+	\$7002.5
B	Yıllık İşletme Giderleri (G _i)		
	Isı enerjisi tasarrufu	+	\$46.558,4
	Soğu enerjisi tasarrufu	+	\$24.938,2
	Hava tarafı ek basınç kaybı gideri	-	\$1196,2
	Bakım ve kullanım gideri	-	\$3324
	Toplam Yıllık İşletme Giderleri = G _i =	+	\$66.976,4

8.2.6. Geri ödeme zamanı

$$T_g = \frac{\ln\left(\frac{G_i}{G_i - G_y \cdot f}\right)}{\ln(1 + f)} \quad (8.8)$$

T_g: Geri ödeme zamanıG_i: Toplam yıllık işletme giderleriG_y: Toplam ilk yatırım giderleri

f : Yıllık faiz

Yıllık faiz %11 (Dolar için 1 yıllık faiz) olarak alınmıştır.

$$T_g = \frac{\ln\left(\frac{66976.4}{66976.4 - 7002.5 \cdot 0.11}\right)}{\ln(1 + 0.11)} = 0.11 \text{ yıl} = 40,15 \text{ gün}$$

8.2.7. Ekonomiklik derecesi

İlk yatırım masraflarının sistem ömrü ve faizler dikkate alınarak, bir senelik masraflarını hesaplamak ve bunu da işletme gideriyle karşılaştırılarak bulunur. Bunun için bir senelik ilk yatırım maliyeti G_{yy} 'nin bulunması gerekir.

$$G_{yy} = b \cdot G_y \quad (8.9)$$

$$b = \frac{f \cdot (1+f)^n}{(1+f)^n - 1} \quad (8.10)$$

n: Cihaz ömrü

$\Delta G = G_i - G_{yy} > 0$ ise yatırım ekonomiktir. ΔG ne kadar büyükse, ekonomiklik de o kadar iyidir.

Cihaz ömrü 12 yıl kabul edilmiştir.

$$b = \frac{0.11 \cdot (1+0.11)^{12}}{(1+0.11)^{12} - 1} = 0.154$$

$$G_{yy} = 0.154 \cdot 7002,5 = \$1078,58$$

$$\Delta G = 75.418,7 - 1.078,58 = \$74.340,12 > 0$$

8.2.8. Cihazın kullanım süresi boyunca elde edilen kar

$$G_K = G_i \frac{(1+f)^i - 1}{f} - (1+f)^i \cdot G_y \quad (8.11)$$

i: 1...n olarak cihazın kullanılma yılları

Çizelge8.4.Senelere göre elde edilen kar miktarları

I	Elde edilen kar(G _K)
1.Yıl	\$59.203,6
2.Yıl	\$132.692,4
3.Yıl	\$214.264,9
4.Yıl	\$304.810,5
5.Yıl	\$405.316,1
6.Yıl	\$516.877,3
7.Yıl	\$640.710,2
8.Yıl	\$778.164,7
9.Yıl	\$930.739,2
10.Yıl	\$1.100.096,9
11.Yıl	\$1.288.083,9
12.Yıl	\$1.496.749,6

9. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, ısı değiştiriciler genel bilgilendirilmesini takiben, havadan havaya enerji geri kazanım sistemleri ve uygulama alanları incelenmiştir. Döner tip ısı değiştiriciler hakkında genel bilgiler, bu konuda yapılan önceki çalışmalar incelenmiştir. Döner tip ısı değiştiriciler, etkinlik değerleri, performansları, kullanılan otomatik kontrol üniteleri ve bakım gibi değişik açılardan incelenmiştir. Matris malzemeleri ve genel konstrüksiyon uygulamaları anlatılmış, çarpaz kirlenme problemleri anlatılarak nasıl giderileceği hakkında çözümlere değinilmiştir. Ayrıca Orta Doğu Teknik Üniversitesi'nde yapılan deneysel bir çalışmanın sonuçlarından yararlanılmıştır. Enerji geri kazanımına, termodinamik ve ekonomik açıdan bakılıp, gerekli bağımlılıklar sunulmuştur. Örnek olarak sunulan deney sonuçlarından yararlanılarak, proje aşamasında olan ve herhangi bir ısı değiştirici kullanılmadan projelendirilen bir hastane binası için, döner tip ısı değiştirici kullanılması halinde, geri kazanılan ısı ve soğu miktarları hesaplanmış, ilk yatırım, işletim giderleri çıkarılarak ekonomik bir analiz yapılmıştır. Şekil8.3'de sunulan grafikte görüleceği üzere, ısıtma sezonunda ısıtıcı batarya gücü takriben 6 kat azalırken, soğutma sezonunda soğutucu batarya gücü takriben 4 kat azalmıştır. Şekil8.4'de bu sistemin, zamanla proses ünitelerine giren – enerji geri kazanım ünitesinden geçmiş – taze havanın sıcaklık değişiminin minimumlarda kalmasını sağladığından, sistemin işletme esnasındaki ısı verim veya soğutma performansının büyük oranda değişebilir şartlardaki azalmasını engellemektedir. Sonuçta döner tip ısı değiştirici kullanılması halinde, sistemin kendini 0,11 yıl gibi çok kısa bir sürede amorti ettiği, hatta yıllara göre kar miktarları çıkarıldığında 12. yılın sonunda elde edilen karın 1.496.750\$ olduğu bulunmuştur.

Örnek hastanede elde edilen karın büyüklüğü düşünüldüğünde, bu gibi enerji ekonomisi sistemlerinin ne kadar yararlı olduğu ortaya çıkmaktadır. Enerji ekonomisiyle ilgili gerekli bilincin ülkemizde oluşması için eğitim çalışmaları yapılmalı, devlet bu konu ile ilgili teşvik tedbirlerini yürürlüğe hızlıca koymalıdır.

KAYNAKLAR

Ahmet, S. S., (1992), An Analytical Modelling and Numerical Smulation of a Rotary Type Regenerative Heat and Humidity Exchanger, Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ.

Applied Thermal Engineering, (1998), "Heat Recovery System and CHP", vol18.

ASHRAE Handbook Equipment Volume,(1988), Air to Air Energy Rcovery Equipmnet, Chapter 35.

Erdal,O., (1998), Termodinamik-Temmuz,"Klima Santrallarında Enerji Tasarrufu"46.

Güngör, A., (1993) Tesisat Mühendisliği-Aralık, " Enerji Geri Kazanım Sistemleri", 7.

Klingenburg, Döner Tip Isı Değiştiriciler El Kitabı(1998).

Kraftanlagen Heilderberg, "Rototherm Warmerückgewinner".

Oğulata, R. T. Ve Küçük, A. (1997), Mühendis ve Makina "Levhalı ve Döner Tip Isı Değiştiricilerin Karşılaştırılması, 450:47.

Reay, A. , Heat Recovery Systems.

Rototherm, Heat Recovery Equipmnet, Engineering Features.

Tarakçı, M., (1991), Design, Construction and Performance Analysis of a Rotary Type Regenerative Heat Exchanger, Yüksek Lisans Tezi, OTDÜ.

Wolf Klimatechnik Booklet, (1997), "Heat Recovery Systems".

Yılmaz, T. ve Cihan, E.,(1993), Tesisat Mühendisliği- Aralık, "Döner Tip Rejeneratörler".

Yılmaz,T.,(1997), Teskon 97, " Isı Geri Kazanım Sistemleri", 109.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	12.03.1974	
Doğum yeri	Boyabat	
Lise	1988-1991	Boyabat Mehmet Akif Ersoy Lisesi
Lisans	1991-1995	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1996-1999	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı
Çalıştığı kurumlar	1995-1997	Akyıldız Isı San.ve Tic.Ltd.Şti.
	1997-	YTÜ Makina Fak. Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı Araştırma Görevlisi

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ