

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

85018

ENDÜSTRİYEL KLİMA TESİSLERİNDEKİ ENERJİ
GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN TEORİK ve
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ


Makina Müh. Cumhur GÜNGÖREN

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

85018

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Dürriye BİLGE



Jüri Üyesi
Prof. Dr. DOĞAN ÖZGÜR



Jüri Üyesi:
Yard. Doç. Dr. NURTEN VARDAR

İSTANBUL, 1999

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

SİMGE LİSTESİ	i
ŞEKİL LİSTESİ	ii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	v
ÖNSÖZ.....	vi
ÖZET	vii
ABSTRACT.....	viii
1. GİRİŞ	1
2. ENDÜSTRİYEL KLİMA TESİSLERİNDE UYGULANAN ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN KULLANIM AMAÇLARI	2
3. ENDÜSTRİYEL KLİMA TESİSLERİNDE UYGULANAN ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN SINIFLANDIRILMASI.....	2
3.1. Reküperatif Isı Değiştiriciler	2
3.2. Rejeneratif Isı Değiştiriciler	2
3.3. Kapalı Çevrim Sistemleri	2
4. HAVADAN HAVAYA ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN UYGULAMA ALANLARI	3
4.1. Prosesten Proseşe Enerji Geri Kazanımı.....	3
4.2. Prosesten Konfora Enerji Geri Kazanımı.....	5
4.3. Konfordan Konfora Enerji Geri Kazanımı.....	6
5. ENDÜSTRİYEL TİP KLİMA SANTRALLERİNDE KULLANILAN HAVADAN HAVAYA ENERJİ GERİ KAZANIM EKİPMANLARININ İNCELENMESİ.....	9
5.1. Plakalı Eşanjörler.....	10
5.1.1. Genel bilgi.....	10
5.1.2. Dizayn çalışmaları	11
5.1.3. Performans	12
5.1.4. Basınç düşümü – akım sızıntısı	14
5.1.5. Faz değişimi	15
5.1.6. Plakalı eşanjörlere ait bazı pratik uygulama ve bilgiler.....	17
5.2. Döner Tip Eşanjörler (Isı Teker)	21

5.2.1.	Genel bilgi.....	21
5.2.2.	Döner tip eşanjörlerde prosesin psikrometrik diyagramda incelenmesi.....	24
5.2.2.1.	Yaz işletmesi	24
5.2.2.2.	Kış işletmesi	24
5.2.2.3.	Don olayı.....	24
5.2.3.	Verimlilik	26
5.2.4.	Performans	27
5.2.5.	Konstrüksiyon.....	27
5.2.6.	Matris malzemesi ve geometrisi.....	27
5.2.7.	Çapraz kirlenme.....	28
5.2.8.	Filtrasyon.....	32
5.2.9.	Kontrol yöntemleri.....	32
5.2.9.1.	Isı ve soğu geri kazanımı kontrolü.....	33
5.2.9.2.	Don kontrolü.....	34
5.2.9.3.	Eşanjör hız kontrolü.....	35
5.2.10.	Döner tip eşanjörlerin rotor malzemesinin seçimi.....	35
5.2.11.	Döner tip eşanjörlerin uygulama şekilleri ve uygulama alanları.....	36
5.2.12.	Bakım	38
5.3.	İkiz Kule Tipi Entalpi Geri Kazanım Devreleri	38
5.3.1.	Sistemin incelenmesi – genel bilgi	38
5.3.2.	Tasarımda dikkat edilecek hususlar	39
5.3.2.1.	Çalışma sıcaklığı limitleri	39
5.3.2.2.	Statik basınç etkileri.....	40
5.3.2.3.	Entalpi geri kazanım verimliliği	40
5.3.2.4.	Hava akımı ve basınç düşüşü	40
5.3.2.5.	Karşı kirleticilik.....	41
5.3.2.6.	Bina veya proses atık madde kirleticilerinin etkisi.....	41
5.3.2.7.	Kış işletmesi	42
5.3.2.8.	Çok sayıda kulenin kullanımı.....	43
5.3.3.	Bakım	43
5.4.	Serpantin Devreli (Dolaşım) Enerji Geri Kazanım Devreleri.....	44
5.4.1.	Genel bilgi.....	44

5.4.2.	Donmaya karşı korunma	44
5.4.3.	Sistemin özellikleri	45
5.4.4.	Verimlilik	46
5.4.5.	Konstrüksiyon malzemeleri.....	46
5.4.6.	Karşı kirleticilik.....	46
5.4.7.	Bakım	47
5.5.	Isı Borulu Enerji Geri Kazanım Sistemleri	47
5.5.1.	Genel bilgi	47
5.5.2.	Yüzey hızı ve basınç düşümü.....	50
5.5.3.	Konstrüksiyon malzemeleri.....	50
5.5.4.	Çalışma sıcaklığı bölgesi	51
5.5.5.	Karşı kirleticilik.....	51
5.5.6.	Verimlilik	51
5.5.7.	Yoğuşma ve donma	52
5.5.8.	Kontrol sistemleri	52
5.5.9.	Bakım	53
5.6.	Termosifon Tip Eşanjörler	53
5.6.1.	Genel bilgi	53
5.6.2.	Çalışma prensibi	54
5.6.3.	İki fazlı termosifonun özellikleri	54
5.6.4.	Sızdırmaz boru tipi termosifon.....	55
5.6.5.	Serpantin devreli termosifon	57
6.	EŞANJÖR SEÇİMİNE ETKİ EDEN FAKTÖRLER.....	59
7.	KOROZYON ve KİRLENME	59
8.	ENERJİ GERİ KAZANIMININ TERMODİNAMİK İNCELENMESİ	59
8.1.	Hesap Yöntemi	59
8.1.1.	Sadece duyulur ısı transferi yapan eşanjörler.....	59
8.1.1.1.	Yük tasarrufu	59
8.1.1.2.	Enerji tasarrufu	60
8.1.1.3.	Parasal tasarruf	62
8.1.1.4.	Eşanjörün kendi kendini amorte etme süresi.....	62
8.1.2.	Hem duyulur hem de gizli ısı transferi yapan eşanjörler	62

8.1.2.1. Yük tasarrufu	62
8.1.2.2. Entalpi tasarrufu	62
8.1.2.3. Enerji tasarrufu	63
8.1.2.4. Sıcaklık geri kazanımı.....	63
8.1.2.5. Nem geri kazanımı.....	63
8.1.2.6. Taze hava özgül nemi	63
8.1.2.7. Yıllık nem geri kazanımı.....	63
8.1.2.8. Gizli ısı geri kazanımı.....	64
8.1.2.9. Toplam enerji geri kazanımı	64
8.1.2.10. Parasal tasarruf	64
8.1.2.11. Eşanjörün kendi kendini amorte etme süresi.....	64
8.1.3. Soğu geri kazanımı	64
8.1.3.1. Taze hava entalpisi	65
8.1.3.2. Yük tasarrufu	65
8.1.3.3. Parasal tasarruf	65
8.1.3.4. Eşanjörün kendi kendini amorte etme süresi.....	65
8.2. Endüstriyel Tip Bir Klima Sisteminde Enerji Geri Kazanım Örneği.....	66
8.2.1. Sistemin şematik resimleri (enerji geri kazanımsız).....	67
8.2.2. Sistemin şematik resimleri (enerji geri kazanımlı).....	68
8.2.3. Sistem enerji geri kazanımsız düşünüldüğünde toplam batarya gücü	69
8.2.4. Kış mevsimi için enerji geri kazanım hesabı	69
8.2.4.1. Eşanjör çıkış şartlarının hesabı.....	69
8.2.4.2. Eşanjör çıkışındaki bağıl nemin hesabı.....	70
8.2.4.3. Batarya yükü.....	70
8.2.4.4. Enerji tasarrufu	71
8.2.4.5. Yakıt tasarrufu	71
8.2.4.6. Paraca tasarruf	71
8.2.5. Yaz mevsimi için enerji geri kazanım hesabı.....	71
8.2.5.1. Entalpi geri kazanımı	71
8.2.5.2. Enerji tasarrufu	72
8.2.5.3. Elektrik tasarrufu	72
8.2.5.4. Paraca tasarruf	72

8.2.6.	Kış sezonu –Aralık ayı- için örnek uygulama.....	72
8.2.7.	Yaz sezonu –Haziran ayı- için örnek uygulama.....	82
9.	PLAKALI EŞANJÖRLERLE YAPILAN DENEYLER.....	117
9.1.	Deneyin Amacı.....	117
9.2.	Deney Şartları.....	117
9.3.	Kullanılan Simgeler.....	117
9.4.	Kullanılan Modeller.....	118
9.5.	Deney Düzeneği.....	119
9.6.	Deneyde Kullanılan Ölçüm Elemanları.....	119
9.7.	Deneyin Yapılışı.....	120
9.8.	Deney Sonuçları.....	120
10.	SONUÇ ve ÖNERİLER.....	122



SİMGE LİSTESİ

Q	Yük tasarrufu
q	Taze hava miktarı
ρ	Havanın yoğunluğu
C _p	Havanın özgül ısısı
Δt	Sıcaklık geri kazanımı
t _{adt}	Taze hava dizayn sıcaklığı
t _{et}	Egzost havası sıcaklığı
η	Eşanjör verimi
Q _s	Enerji tasarrufu
k	Çalışma faktörü
C	Parasal tasarruf
P _c	Birim enerji fiyatı
T	Eşanjörün kendi kendini amorte etme süresi
Δh	Entalpi geri kazanım farkı
h _i	İç hava entalpisi
h _d	Dış hava entalpisi
Δx	Nem geri kazanımı
x _i	İç hava nemi
x _o	Dış hava nemi
x	Taze hava özgül nemi
X _y	Yıllık nem geri kazanımı
R	Buharlaşma gizli ısısı
Q _{top}	Toplam enerji geri kazanımı
h _{sup}	Eşanjör çıkışındaki taze hava tarafı entalpisi
T _{ö₁}	Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı
KT _{dış}	Ön ısıtıcı bataryaya giren havanın sıcaklığı
KT _{iç}	Odada istenen sıcaklık
KT _{nç}	Nemlendirici çıkışındaki havanın sıcaklığı
T _s	Eşanjör çıkışındaki hava sıcaklığı
Ø	Eşanjör çıkışındaki bağıl nem

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 4.1	Prosesten prosese duyulur ısı eşanjörü.....	4
Şekil 4.2	Prosesten konfora duyulur ısı eşanjörü.....	5
Şekil 4.3	Konfordan konfora duyulur ısı eşanjörü.....	7
Şekil 4.4	Konfordan konfora toplam ısı eşanjörü.....	7
Şekil 4.5	Konfordan konfora uygulamanın psikrometrik diyagramda gösterimi.....	8
Şekil 5.1	Plakalı eşanjörün görünümü.....	10
Şekil 5.2	Kanatlı ve kanatsız plakalı eşanjörler.....	10
Şekil 5.3	Sabit plakalı eşanjörler için tipik basınç düşümü ve verimlilik eğrisi.....	13
Şekil 5.4	Dengelenmemiş akım için tipik geri kazanım faktörü.....	13
Şekil 5.5	Plakalı eşanjörlerde çeşitli sıcaklıklardaki akım-basınç düşümü.....	14
Şekil 5.6	Plakalı eşanjörlerde dengeli akım için yoğuşma hali.....	15
Şekil 5.7	Plakalı eşanjörlerde dengelenmemiş akım için yoğuşma hali.....	15
Şekil 5.8	İndirekt evaporatif soğutmanın termodinamik prosesi.....	17
Şekil 5.9	Plakalı eşanjörün gövdesi.....	17
Şekil 5.10	Plakalı eşanjörde hava akışı.....	18
Şekil 5.11	Plakalı eşanjörde plaka kesitleri.....	18
Şekil 5.12	Plakalı eşanjörün kanal içi uygulaması.....	18
Şekil 5.13	Plakalı eşanjörün kanal kesitindeki görünümü.....	19
Şekil 5.14	Plakalı eşanjörlerin çapraz iki plakasındaki ısı dağılımı.....	19
Şekil 5.15	Döner tip ısı değiştiricinin görünümü.....	22
Şekil 5.16	Döner tip ısı değiştiricinin kesidi.....	22
Şekil 5.17	Disk ve tambur tipli ısı tekeri.....	23
Şekil 5.18	Döner tip eşanjörün kendi kendini temizleme özelliği.....	24

Şekil 5.19	Döner tip eşanjör, duyulur ve toplam ısı eşanjörlerinde don olayı.....	25
Şekil 5.20	Döner tip eşanjörde klasik tip matris.....	29
Şekil 5.21	Döner tip eşanjörde türbilans geliştirici matris.....	29
Şekil 5.22	Döner tip eşanjörde oluklu matris.....	29
Şekil 5.23	Döner tip eşanjörde taşma olayı (Purge yok).....	30
Şekil 5.24	Döner tip eşanjör (Purge var).....	30
Şekil 5.25 (b.1.1).	30
Şekil 5.26 (b.1.2).	31
Şekil 5.27 (b.1.3).	31
Şekil 5.28 (b.1.4).	31
Şekil 5.29	Döner tip eşanjörde filtre konumları.....	32
Şekil 5.30	Döner tip eşanjörün tekerinin hız kontrolü.....	33
Şekil 5.31	Döner tip eşanjörün ısı ve soğu geri kazanımı.....	34
Şekil 5.32	Döner tip eşanjörün don kontrol devresi.....	34
Şekil 5.33	Döner tip eşanjörün tekerinin hız kontrol devresi.....	35
Şekil 5.34	Döner tip eşanjörün uygulama şekilleri (1).....	36
Şekil 5.35	Döner tip eşanjörün uygulama şekilleri (2).....	37
Şekil 5.36	Döner tip eşanjörün uygulama şekilleri (3).....	37
Şekil 5.37	Döner tip eşanjörün uygulama şekilleri (4).....	38
Şekil 5.38	İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresi.....	39
Şekil 5.39	İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde toplam enerji geri kazanım verimliliği.....	40
Şekil 5.40	İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde hava tarafı basınç düşümü.....	41
Şekil 5.41	İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde kış çalışması ve kontrolü.....	42
Şekil 5.42	İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde çok sayıda kulenin kullanımı.....	43
Şekil 5.43	Serpantin devreli enerji geri kazanım cihazı.....	44
Şekil 5.44	Serpantin devreli enerji geri kazanım devresi.....	45
Şekil 5.45	Isı borulu ısı değiştiricinin plandan görünüşü.....	48

Şekil 5.46	Isı borulu ısı değiştiricinin çalışma prensibi.....	49
Şekil 5.47	Tek yönlü ısı transfer eden sızdırmaz boru tipi termosifon.....	55
Şekil 5.48	İki yönlü ısı transfer eden sızdırmaz boru tipi termosifon.....	56
Şekil 5.49	İki yönlü ısı transfer eden serpantinli termosifon devresi.....	56
Şekil 5.50	İki yönlü ısı transfer eden serpantinli termosifon devresi.....	57
Şekil 5.51	Çoklu serpantin devreli termosifonun seri bağlı olarak kullanımı.....	58
Şekil 5.52	Çoklu sayıda egzost kanalı ve taze hava kanalı bağlantılı serpantin devreli termosifon sistemi uygulaması.....	58
Şekil 8.1	Dış hava süreklilik diyagramı.....	60
Şekil 8.2	Yıllık ısı harcaması.....	61
Şekil 8.3	Soğu geri kazanımı.....	65
Şekil 9.1	Deneyde kullanılan modeller.....	118
Şekil 9.2	Deney Düzenegi.....	119

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 5.1	Çeşitli egzost havası şartlarında Don başlangıç sıcaklığı.....	16
Tablo 5.2	Döner tip eşanjörde rotor malzemesi seçimi.....	35
Tablo 5.3	Düşük sıcaklık uygulamaları için bazı ısı borusu çalışma akışkanları.....	50



ÖNSÖZ

Ülkelerinin gelişme ve büyümeleri sonucu, her ülkenin enerji tüketimi artan bir karakter göstermektedir. Dünyada ulaşılan teknoloji hassas çalışan, hızlı ve güçlü makineler yapılmasına olanak verirken, sürekli tüketilen enerji ve tüketim atıkları giderek içinden çıkılması güç sorunlar yaratmaktadır. Bu sorunları çözmek için sektörler “en ucuz enerji tasarruf edilendir” bilincini giderek benimseyip yaygınlaştırmaktadır. Bu bilinçle, yerinde incelemelerle, atık ısıların en aza veya başka bir deyişle enerjinin kullanılmayan bölümünün sıfıra yaklaştırılması yapılacak uygulamalarla gerçekleştirilebilir.

Bu bilince paralel olarak çalışmamda endüstriyel tip klima sistemlerinde kullanılan enerji geri kazanım sistemleri hem teorik hemde deneysel olarak incelenip bir de örnek verilmiştir. Sonuçta, henüz ülkemizde yeterince ilgi göremeyen bu cihazların yararlılığından bahsedilip, kullanıma teşvik edilmiştir.

Projemi yürüten sayın Doç.Dr.Düriye Bilge'ye, bilgilerini esirgemeyen sayın Mak.Müh.Ali Demirhan ve sayın Mak.Müh.Müjdat Şahan'a , çalışmamda beni yalnız bırakmayan mesai arkadaşlarım Sönmez Metal Fabrika Teknik Büro çalışanlarına teşekkür ederim.

1999, İstanbul

ÖZET

Yuvarlak bir rakam vermek gerekirse, yirminci yüzyılda, daha önceki ondokuz yüzyılda tüketilen kadar enerji tüketilmiştir. Üstelik dünyada enerji tüketimi her yıl artış göstermektedir. Sadece toplam tüketim artmakla kalmamakta, aynı zamanda pek çok ülkede kişi başına düşen tüketim de giderek artmaktadır. Başka bir deyişle, her insan, her yıl daha çok enerji kullanmaktadır.

Bir yandan tüketim artmakta, diğer yandan bir çok enerji rezervi yenilenememektedir. Ne yapılabilir? Ne gibi olasılıklar vardır? Olasılıklardan biri enerjiyi geri kazanmaktır.

Bütün enerji geri kazanım sistemlerinin birinci amacı, bir yapının veya prosesin enerji ve maliyet masraflarını, enerjiyi giriş ve çıkış hava akımları arasında tranfer ederek düşürmektir. Diğer amacı da destekleyici ekipmanların (soğutucu, ısıtıcı, nemlendirici gibi) büyüklük ve maliyet masraflarını düşürmektir.

Bu amaçla, sistemlerin ve ekipmanların tarifi, teorik hesapları, pratik hesapları, örnek uygulama ve deneyler çalışmanın ana başlıkları olarak belirlenmiştir.

Sonuç olarak henüz ülkemizde yeni yaygınlaşan bu cihazlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır ve çeşitli önerilerle kullanımı teşvik edilmiştir.

ABSTRACT

Roughly speaking, as much energy has been consumed thus far in the twentieth century as in all the nineteen centuries before, it; moreover, world consumption is increasing yearly. Not only is the total consumption increasing, but the consumption per capita in most countries is also rising. In other words, each person is using more energy each year.

On the one hand, there is rising consumption; on the other, the reserves of many kinds of energy are not renewable. What can be done? What possibilities are there? One of the possibilities is recovering the energy.

First aim of all energy recovery systems is reduction of energy consumption and costs in building process by transferring energy from inlet to outlet air - flow. The other aim is to decrease size and costs of supporter equipment (cooler, heater, humidifier etc...)

Therefore, description of systems and equipment, theoretical calculation, practical calculation, examples and experiments are determined as main topics of this study.

Consequently these units which are recently used widespread in our country are compared, and the usage of these units is encouraged by various recommendations.

1. GİRİŞ

Son 25 yıldır yapılan enerji tasarruflarının ve çevre koruma bilincinin artışı, enerji geri kazanım sistemlerinde kullanılan tekniklerin gelişiminin bir göstergesidir.

1973 yılında meydana gelen ekonomik krizden ve buna bağlı olarak petrol ürünlerindeki fiyat artışından sonra sektörler enerji temin etme konusunda alternatif yöntem arama girişimlerini arttırmışlardır. Böylece brüt sosyal ürünleri ile ana enerji tüketimi arasında bir bağ oluşmuştur. Ayrıca uygun Fiyat - Kullanım ilişkisinden dolayı Enerji geri kazanma tekniği başka kullanım alanları kazandırarak artmakta veya düşmekte olan enerji fiyatlarını, enerji kullanımı ile ilgili talimatları ve çevreyi korumaya yönelik karbondioksit emisyonlarını doğrudan etkilemiştir.

Bu genel enerji ve ısı geri kazanım bilgisinden sonra konumuz olan endüstriyel tip bir klima santralindeki enerji tüketimi dağılımını aşağıdaki gibi verebiliriz;

Isıtma yapan bir sistemde

% 60 Fan motoru

% 30 Isıtma

% 10 Diğer

Kısmi klimatizasyon yapan (ısıtma ve soğutmanın olduğu, nemlendirmenin olmadığı) bir sistemde

% 40 Soğutma

% 30 Isıtma

% 25 Fan motoru

% 5 Diğer

görüldüğü üzere ısıtma ve soğutma söz konusu olduğunda ısı enerjisi toplam enerji içinde en büyük paya sahiptir. Bu enerji ise;

a) Sistemin besleyeceği mahaldeki transmisyon, ışıma ve diğer faktörler sonucu oluşacak ısı kayıplarının ve/veya kazançlarının karşılanmasına,

b) Dış ortamdan alınan taze havanın ısıtılması ve/veya soğutulmasına harcanacaktır.

Bunların birincisi inşa sırasında alınacak önlemlerle (yalıtım, çift cam vs.) azaltılabilir.

Ancak ikinci nokta, artan dış hava miktarı ile orantılı olarak artacaktır. İşte geri kazanımın etkin olacağı nokta da buradadır. Isı geri kazanım VDI 2071'e göre şöyle tanımlanmaktadır: Bir bina veya prosesi terk eden hava kütlelerinin entalpisinin tekrar kullanılmasıdır.

2. ENDÜSTRİYEL KLİMA TESİSLERİNDE UYGULANAN ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN KULLANIM AMAÇLARI

- 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 bu ısıtma ve soğutma yüküne paralel olarak enerji tüketiminin de azaltılmasını sağlamak,
- c) Azalan enerji tüketimine paralel olarak çevreye partikül ve termal etki şeklinde daha az zarar verilmesini sağlamak,
- d) Birim ürün başına enerji masraflarını düşürerek kar/maliyet oranını arttırmak.

3. ENDÜSTRİYEL KLİMA TESİSLERİNDE UYGULANAN ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN SINIFLANDIRILMASI

3.1. Reküperatif Isı Değiştiriciler

Metal, plastik ve cam malzemelerden üretilebilen reküperatif ısı değiştiriciler plakalı veya borulu olarak dizayn edilebilirler. Bu tip ısı değiştiricilerde verim % 70'lere kadar ulaşabilir.

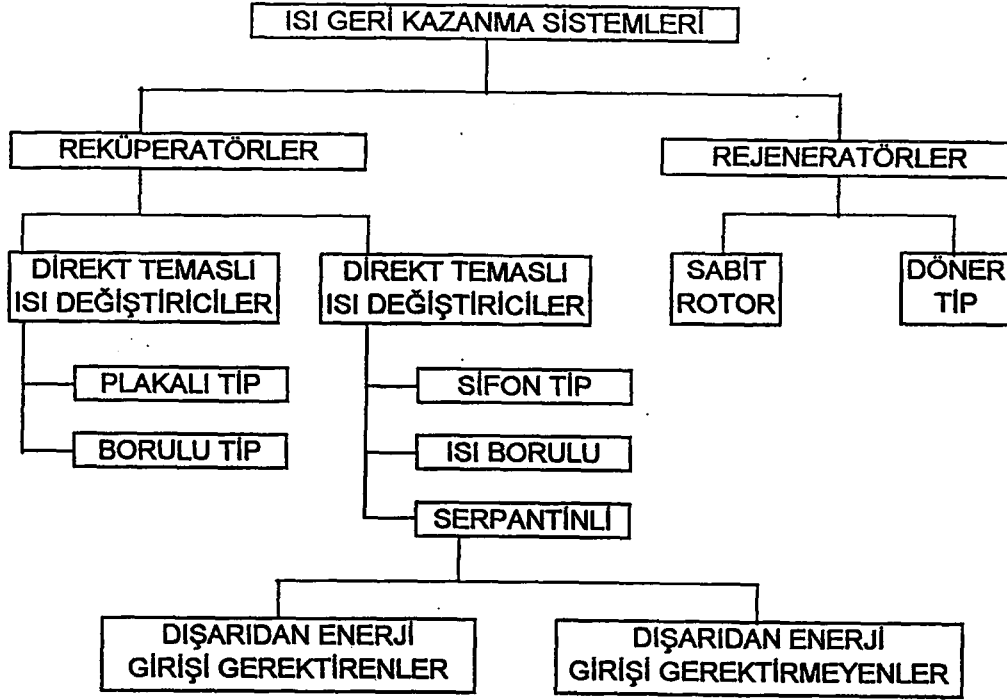
3.2. Rejeneratif Isı Değiştiriciler

Rejeneratif ısı değiştiriciler döner tip metalik bir ısı transfer yüzeyine sahiptir. Taze hava ve egzost havası yarım dairelerin dönme esnasında konum değiştirmeleri prensibine dayanır. Bu tip ısı değiştiricilerde verim %90'lara kadar ulaşır.

3.3. Kapalı Çevrim Sistemleri

Isı taşıyıcı ortamın (genellikle akışkandır), soğuk ve sıcak hava akımları içerisine yerleştirilmiş olan kapalı devre üniteler arasında sirküle ettirilmesi prensibine dayanır. Bu tip sistemlerde verim ancak % 50 mertebesinde dir.

Bu genel sınıflandırmadan sonra sistemler özel olarak şu şekilde sıralanabilir;



Endüstriyel ve konfora yönelik Hava Şartlandırma Ünitelerinde, havadan havaya enerji geri kazanımı için düşünülen bu tip eşanjörlerin işletme şartları önemli ölçüde içinde bulunulan sezonun hava şartlarına bağlıdır. Avrupa şartlarında sıcaklık sıkalasının kışın -30°C ile yazın $+35^{\circ}\text{C}$ arasında olduğu düşünülürse egzost havası sıcaklığı ile aralarında 10°C ile 50°C gibi çok küçük sıcaklık farkı görülmektedir. Bu da havadan havaya enerji geri kazanım cihazlarının büyük yüzey alanına sahip olmasının sebebidir.

4. HAVADAN HAVAYA ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN UYGULAMA ALANLARI

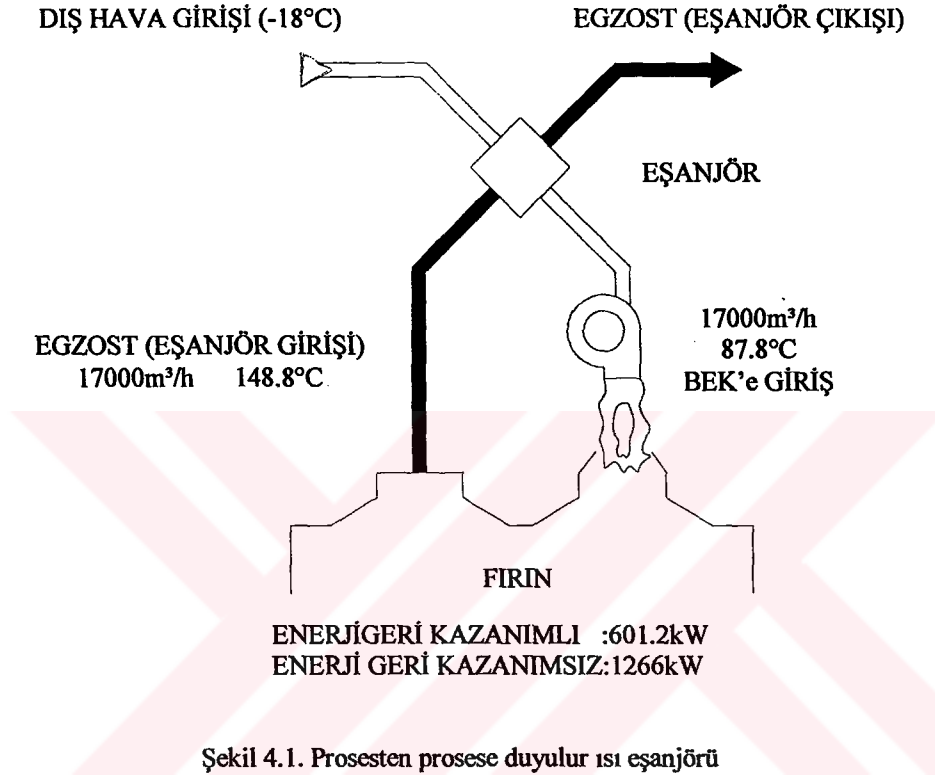
Bu uygulama alanlarını 3 temel başlık altında toplayabiliriz.

- Prosesten prosese enerji geri kazanım
- Prosesten konfora enerji geri kazanımı
- Konfordan konfora enerji geri kazanımı

4.1. Prosesten Proseese Enerji Geri Kazanımı

Bu tür uygulamalarda ısı, proses egzost akımından alınarak taze hava akımına transfer edilir. 870°C mertebelerindeki egzost akımından bile enerji alabilecek gereçler geliştirilmiştir. Prosesten proseese enerji geri kazanım cihazları genellikle yalnızca duyulur

ısıyı geri kazanır, gizli ısı genellikle transfer edilmez (Nem transferi uygulanan prosesi bozucu etkiye sahiptir) % 70 duyulur ısı verimine sahip ve tipik kış şartları altında çalışan bir fırın uygulaması Şekil 4.1 de gösterilmiştir.



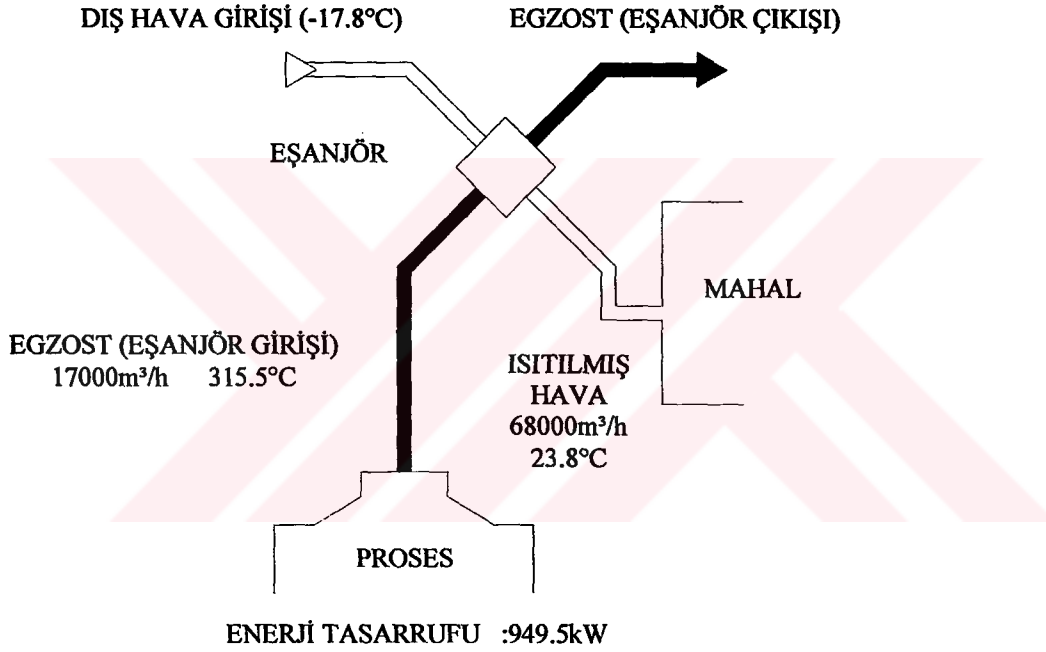
Proses egzostunda aşağıdaki noktaların etkisi uygun cihaz seçiminde etkilidir.

- Koroziflerin etkisi : Enerji geri kazanım uygulaması düşünülürken, eşanjörün proses çıkışı uygun imalat malzemesini gerektiren bileşenler içermelidir.
- Kondensin etkisi : Proses çıkışı soğuma ile enerji geri kazanım eşanjöründe yoğuşmaya sebep olabilecek kadar yüksek bileşen çokluğu içerebilir.
- Kirleticilerin Etkisi : Eğer proses çıkışı özel kirleticiler veya yoğuşabilen bileşenler içeriyorsa eşanjörün temizlenebilir yapıda imal edilmesi gerekir. Hava ön filtreleme sistemine sahip ve/veya açık yapılu eşanjör 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 egzost sahip işletmelerle fazla miktarda hazır hava gerektiren sektörlerdir. Şekil 4.2 de böyle bir uygulamayı göstermektedir.



Şekil 4.2. Prosesten konfora duyulur ısı eşanjörü

Prosesten proses enerji geri kazanım uygulamalarında amaç tam kapasiteyle ısının geri kazanılması olduğu halde, prosesten konfora enerji geri kazanımında 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 proses-proses uygulamalarına göre, proses-konfor uygulamalarında daha az enerji geri kazanımı gerçekleşir. Proses egzostunda aşğıdaki noktaların etkisi uygun cihaz seçiminde etkilidir.

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

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

4.3. Konfordan Konfora Enerji 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
- a) Duyulur ısı eşanjörleri:

Bu tip eşanjörler egzost havasının çığ noktası sıcaklığı altında bir değere kadar soğutulması durumunda yoğuşma meydana geleceğinden bu tür durumlar haricinde, hava akımları arasında sadece duyulur ısıyı transfer etmek için kullanılır.

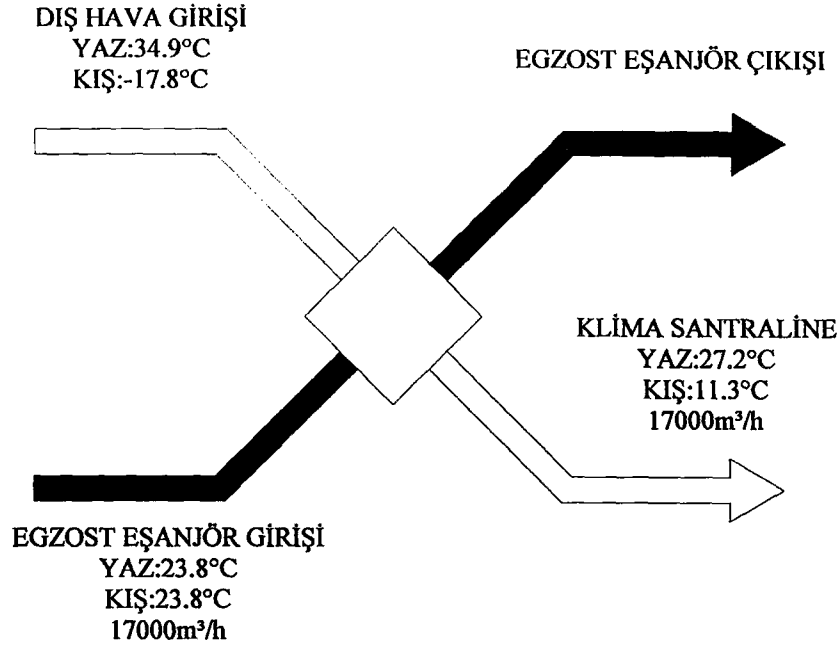
- b) Toplam ısı eşanjörleri :

Hava akımları arasında hem duyulur hemde gizli ısıyı transfer ederler. Şekil 4.3 de sadece duyulur ısı % 70 verimlilikte ileten bir eşanjörü Şekil 4.4 ise aynı şartlar altında çalışan, duyulur ve gizli ısıların her ikisini de ileten % 70 verimlilikte bir eşanjörü göstermektedir. Sistemler karşılaştırıldığında aynı yaz dizayn şartları altında toplam ısı transfer eden eşanjörün duyulur ısı eşanjörünün üç katı daha fazla enerjiyi geri kazandırdığını, aynı kış dizayn şartlarında da % 25 daha fazla enerjiyi geri kazandırdığını görmekteyiz.

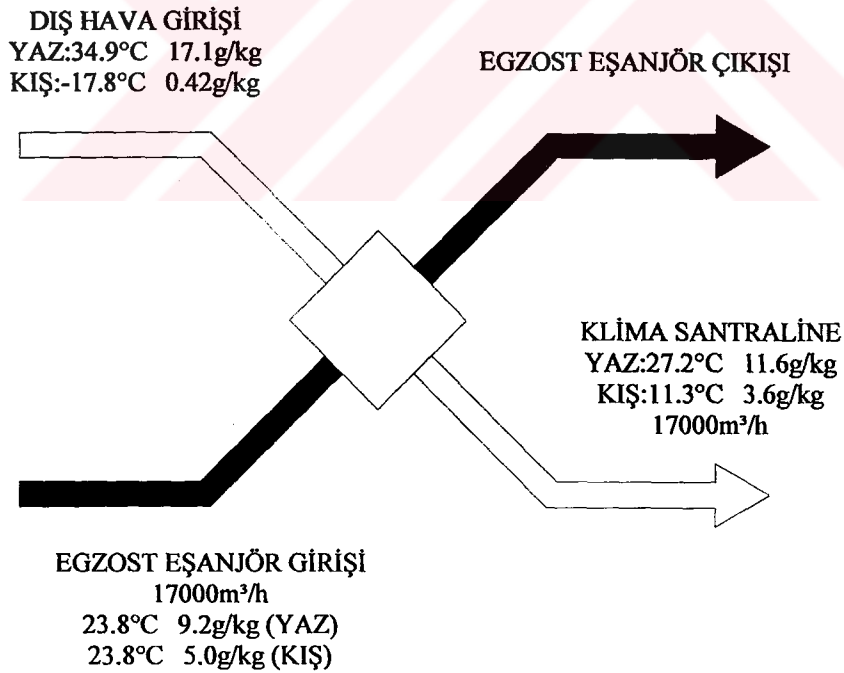
Psikrometrik diyagramda görünüm ise Şekil 4.5 deki gibidir.

Proses egzostunda aşağıdaki noktaların etkisi uygun cihaz seçiminde etkilidir:

- a) Kirleticilerin etkisi
- b) Egzost havasının etkisi

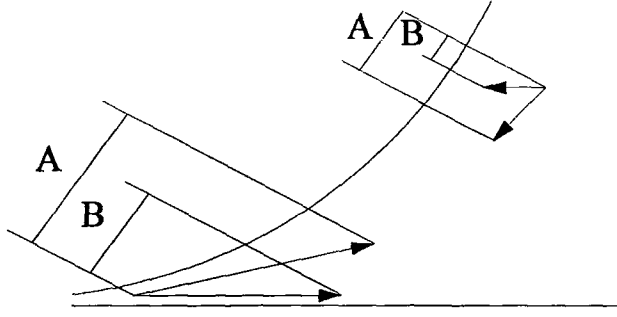


Şekil 4.3. Konfordan konfora duyulur ısı eşanjörü



YAZIN TASARRUF EDİLEN ENERJİ:125.3kW
KIŞIN TASARRUF EDİLEN ENERJİ:213.6kW

Şekil 4.4. Konfordan konfora toplam ısı eşanjörü



A=TOPLAM ISI EŞANJÖRÜ
B=DUYULUR ISI EŞANJÖRÜ

Şekil 4.5. Konfordan konfora uygulamanın psikrometrik diyagramda gösterimi



5. ENDÜSTRİYEL TİP KLİMA SANTRALLERİNDE KULLANILAN HAVADAN HAVAYA ENERJİ GERİ KAZANIM EKİPMANLARININ İNCELENMESİ

EŞANJÖR TİPİ	PLAKALI EŞANJÖRLER	İSİ TEKERİ	İKİZ KULE TİPİ	SERPANTİN DEVRELİ	İSİ BORULU	TERMOFON TİPİ
HAVA AKIŞ BIÇIMLARI	AYNI YÖNLÜ PARELEL TERS YÖNLÜ PARELEL DİK AKIŞ	AYNI YÖNLÜ PARELEL TERS YÖNLÜ PARELEL		AYNI YÖNLÜ PARELEL TERS YÖNLÜ PARELEL	AYNI YÖNLÜ PARELEL TERS YÖNLÜ PARELEL	AYNI YÖNLÜ PARELEL TERS YÖNLÜ PARELEL
TİPİK VERİMLİLİK	DUYULUR (%50 - %80)	DUYULUR (%50 - %80) GIZLI (%45 - %55)	DUYULUR (%40 - %60) GIZLI (%45 - %55)	DUYULUR (%45 - %65)	DUYULUR (%55 - %65)	DUYULUR (%40 - %60)
ALIN YÜZEY HIZI (m/s)	0.5 - 5	2.5 - 5	1.5 - 2.5	1.5 - 3	2.4	2 - 4
TASARIM HIZI (m/s)	1 - 5				2.2 - 2.7	2.2 - 2.7
BASINÇ DÜŞÜMÜ (Pa)	5 - 450					
BASINÇ DÜŞÜMÜ (Pa)	25 - 370	100 - 170	170 - 300	100 - 500	100 - 500	100 - 500
SICAKLIK SKALASI (°C)		(-60) - (+800)	(-40) - (+46)		(-40) - (+35)	(-40) - (+40)
TEMİN ETME BIÇIMI	YALNIZ İSİ DEĞİŞTİRİCİ İSİ DEĞİŞTİRİCİ + TAŞIYICI İSİ DEĞİŞTİRİCİ + FAN KOMPLE SİSTEM	YALNIZ İSİ DEĞİŞTİRİCİ İSİ DEĞİŞTİRİCİ + TAŞIYICI İSİ DEĞİŞTİRİCİ + FAN KOMPLE SİSTEM		YALNIZ İSİ DEĞİŞTİRİCİ İSİ DEĞİŞTİRİCİ + TAŞIYICI	YALNIZ İSİ DEĞİŞTİRİCİ İSİ DEĞİŞTİRİCİ + TAŞIYICI KOMPLE SİSTEM	YALNIZ İSİ DEĞİŞTİRİCİ İSİ DEĞİŞTİRİCİ + TAŞIYICI
ÜSTÜNLÜKLERİ	HAREKETLİ PARÇASI YOKTUR SIZINTI YOKTUR DEĞİŞİK BOYUTLARDA DEĞİŞİK MALZEMELERDEN DÜŞÜK BASINÇ DÜŞÜSÜ YÜKSEK VERİMLİLİK KOLAY TEMİZLİK	GIZLI İSİ TRANSFERİ KOMPAKT BÜYÜK BOYUTLAR DÜŞÜK BASINÇ DÜŞÜSÜ YÜKSEK VERİMLİLİK	UZAK HAVA AKIMINDAN GIZLI İSİ TRANSFERİ TEK BİR SİSTEMDE ÇOKLU BİRİMLER.TAZE VE EGZOST HAVA AKIMLARINDAN ETKİLİ MİKROBİYOLOJİK TEMİZLEME	EGZOST HAVA AKIMI, TAZE HAVA AKIMINDAN UZAKTA (AYRI) AKITILABİLİR	HAREKETLİ PARÇASI YOKTUR SIZINTI YOKTUR DEĞİŞİK BOYUTLARDA İZİN VERİLEN BASINÇ FARKI 1520Pa FAN YERİ TEHLİKELİ DEĞİL	HAREKETLİ PARÇASI YOKTUR SIZINTI YOKTUR EGZOST HAVA AKIMI, TAZE HAVA AKIMINDAN UZAKTA (AYRI) AKITILABİLİR FAN YERİ TEHLİKELİ DEĞİL
SINIRLANDIRMALAR	GIZLI İSİLİ OLANLAR YALNIZCA ÖZEL ÜNİTELER	SOĞUK KLİMLERDE SERVİS HİZMETİ FAZLADIR KARŞI AKIM KIRLETİCİLİĞİ	ÜRETİCİ SINIRLIDIR	VERİMLİLİK BASINÇ DÜŞÜMÜ İLE SINIRLANDIRILMIŞ OLABİLİR	VERİMLİLİK BASINÇ DÜŞÜMÜ İLE SINIRLANDIRILMIŞ OLABİLİR ÜRETİCİ SINIRLIDIR	VERİMLİLİK BASINÇ DÜŞÜMÜ ve MALİYETLE İLE SINIRLANDIRILMIŞ OLABİLİR
KARŞI AKIMA SIZINTI	%0 - %5	%1 - %10	%0.025	%0	%0	%0

5.1. PLAKALI EŞANJÖRLER

5.1.1. Genel Bilgi

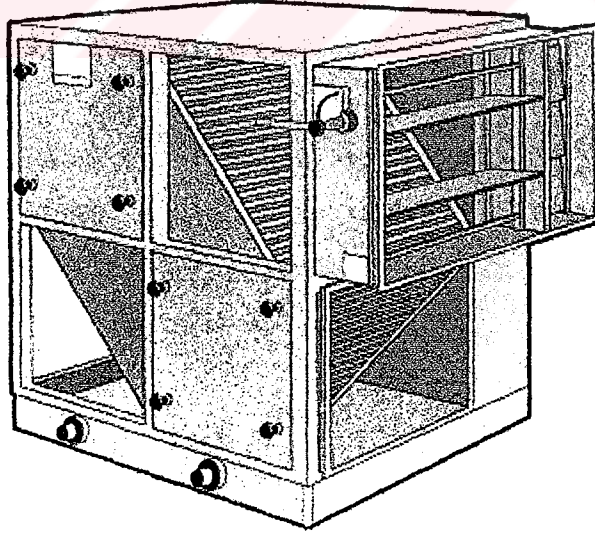
Havadan havaya enerji geri kazanım sistemlerinden sabit yüzeyli levha tipi (plakalı) ısı deęiŐtirgeçlerin her hangi bir hareketli parçası yoktur. Plakalar ile egzost ve taze hava geçiş kanalları ayrılmış ve sızdırmaz hale getirilmiŐtir. Levhalar arası uzaklıklar $2,5 \div 12,5$ mm arasında, tasarım ve uygulamaya göre değişiklik gösterir. Isı direkt olarak ılık egzost akımı ile soğuk taze hava akımı arasında transfer edilir.

Plakalı eşanjörler genel olarak 2 grupta toplanabilir ;

- a) Yalnızca bir tek ısı transfer yüzeyi içeren (yalın yüzeyli) plakalı eşanjörler
- b) Kanatlı yüzeye sahip plakalı eşanjörler

Yalın yüzeyli plakalı eşanjörler genelde ters akımlı olarak dizayn edilirler.

Yalın yüzeyli plakalı eşanjörler karŐılıklı yüzeyler arasına yerleştirilmiş kanatlardan oluşur, çapraz akımlı olarak dizayn edilirler. Fakat maksimum ısı transferi için en büyük sıcaklık farkını sağlayan ters akımı yakalayabilmek için kanatları arasında ayarlanmıŐ bağlantılar içerirler. Bununla beraber çapraz akımın daha uygun hava bağlantısı sağladığı durumlarda görülmüştür.



Şekil 5.1 Plakalı eşanjörün görünümü

Normal olarak yoğuşma ile oluşan gizli ısı (ılık egzost hava akımının çığ noktası sıcaklığının altına düşmesi sonucu yoğuşması) ve duyulur ısı her ikisi soğuk (taze hava) akıma ayrılmış levhalar arasından iletilir. Böylece enerji transferi gerçekleşir, fakat nem transferi olmaz.

Plakalı eşanjörler, dizayn edilirken ve üretim esnasında teorik olarak düşünüldüğünde iki hava akımı arasında kaçak olmayan statik cihazlardır. Herhangi bir ısı taşıyıcı ikinci bir ortam ve soğutucu akışkan olmadığından (su gibi) sıcaklık dağılımı en geniş olan enerji geri kazanım üniteleridir. Atık egzost ısısının %80'ine kadar kısmını geri kazanan üniteler günümüzde gerçekleştirilebilmektedir.

5.1.2. Dizayn çalışmaları

Plakalı eşanjörler bir çok şekil, malzeme, boyut ve akış biçiminde bulunabilir. Bir çoğu modüler yapıda olup, bu modüller değişik hava hızları, verimlilik ve basınç oluşumu gereksinimlerinde oluşturulabilir.

Levhalar kendileriyle bütünleşik kalıpta biçimlendirilmiş değişik şekilli çıkıntılarla aralarındaki mesafe korunarak veya ayrı dış ayırıcılarla da (destekler, oluklar) üretilebilir. Hava akımı ayrımlarındaki sızdırmazlık kıvrıma, çoklu kıvrıma, yapıştırma, kaynak veya herhangi bir yöntemle (uygulama ve imalatçıya bağlı) sağlanır. Isı transfer yüzeylerini temizleme, ulaşma kolaylığı, imalat biçimiyle bağlantılıdır.

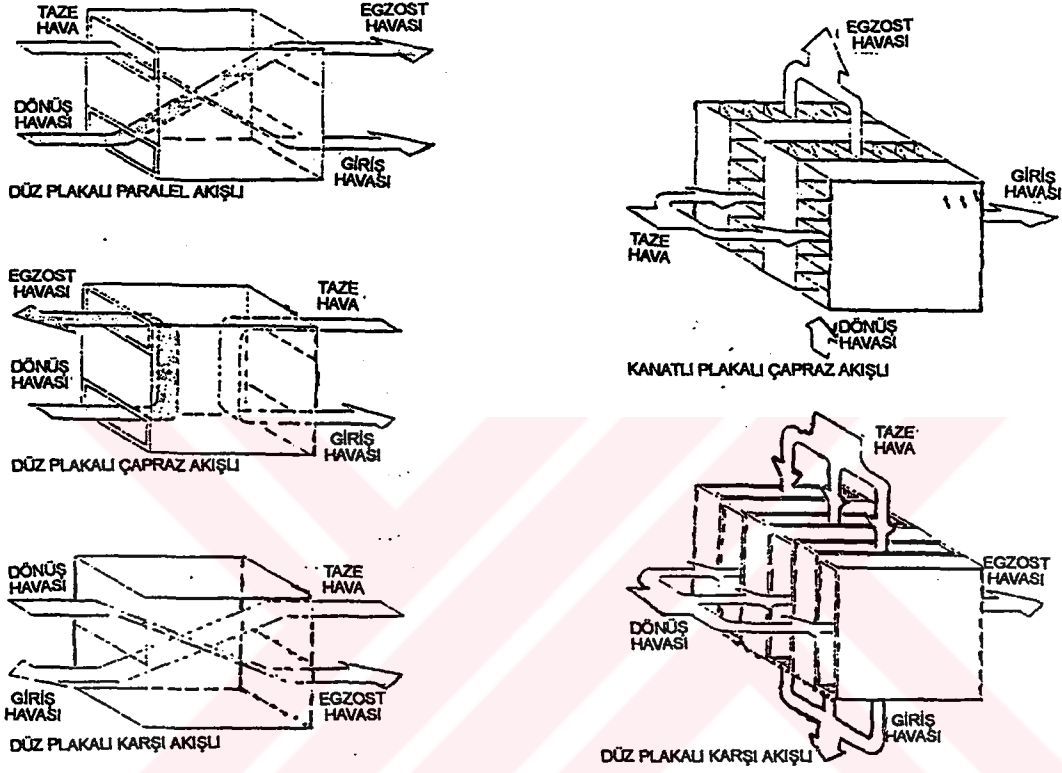
Levhalar arasındaki ısı transfer direnci, levhaların iki tarafındaki hava akımı sınır tabaka direnciyle karşılaştırıldığında küçüktür. Isı transfer verimliliği levhaların ısı transfer katsayısını da esasen etkilemez.

En yaygın konstrüksiyon malzemesi alüminyumdur. Bunun sebebi bu malzemenin kondüksiyon ısı iletim katsayısının yüksek olması değil daha ziyade korozyon direncinin düşük oluşu, imalat kolaylığı, yanmama, dayanıklılık ve maliyetinin düşük oluşudur. Sıcaklığın 200°C 'ı geçmesi ve maliyetin bir anahtar faktör olmaması durumunda öteki alaşımları da kullanılabilir.

Plastik malzemeler ve hatta cam, korozyon direnci gereksinimi durumunda düşük maliyetli uygun çözümler istediğinde kullanılabilir.

Plakalı eşanjörler genellikle yalnızca duyulur ısı transfer eder ancak su geçirgen malzemeler (örneğin özel işlenmiş kağıt gibi) kullanıldığında gizli ısı (nem) transferi de gerçekleştirilebilir. Böylece toplam (entalpi) ısı değişimi sağlanır.

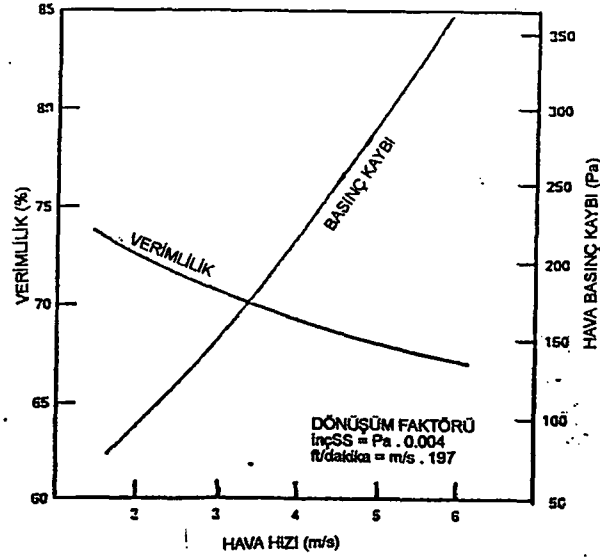
Konu başında belirtildiği üzere modüler olarak üretilen bu ünitelerin kapasiteleri $0,01\text{m}^3/\text{s} \div 4,7\text{m}^3/\text{s}$ arasında olup $50\text{m}^3/\text{s}$ 'yi aşan birleşimler de düzenlenebilir. Bu çoklu boyut ve birleşimlerle aşağı yukarı bütün hacimsel yerleşim ve verim gereksinimleri karşılanabilir.



Şekil 5.2 Kanatlı ve kanatsız plakalı eşanjörler

5.1.3. Performans

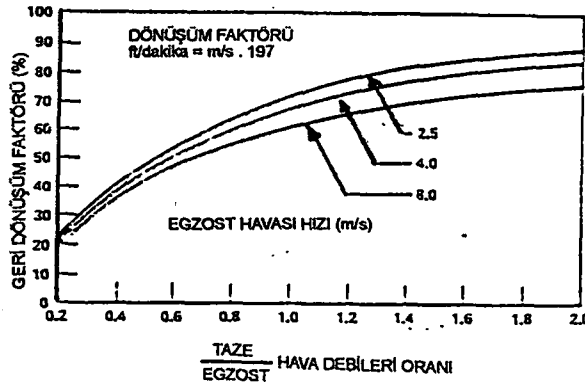
Plakalı eşanjörler ekonomik olarak yüksek duyulur ısı geri kazanımı değerlerine ulaşabilir. Çünkü hava akımları arasında yalnızca levhalardan oluşan bir ısı transfer yüzeyi mevcuttur. Bu sebeple de ısı transfer kapasitelerini arttırmak için kanat etkinliğine bağlı değildirler. Şekil 5.3 de plakalı eşanjör için tipik bir etkinli eğrisi verilmiştir.



Şekil 5.3 Sabit plakalı eşanjörler için tipik basınç düşümü ve verimlilik eğrisi

Plakalı eşanjörlerde diğer ısı değiştirici tiplerindeki gibi ikincil dirençler (örneğin sıvı pompalanması, gazların yoğuşma veya buharlaşması veya ısı transfer ortamının taşınması gibi) bulunmamaktadır.

Plakalı eşanjörlerde (diğer havadan-havaya ısı değiştirgeçlerinde olduğu gibi) atık gaz (egzost) akımından taşınan enerjinin verimliliği Şekil 5.4 de görüldüğü gibi büyük oranda taze ve egzost hava akımları oranına bağlıdır.



Şekil 5.4 Dengelenmemiş akım için tipik geri kazanım faktörü

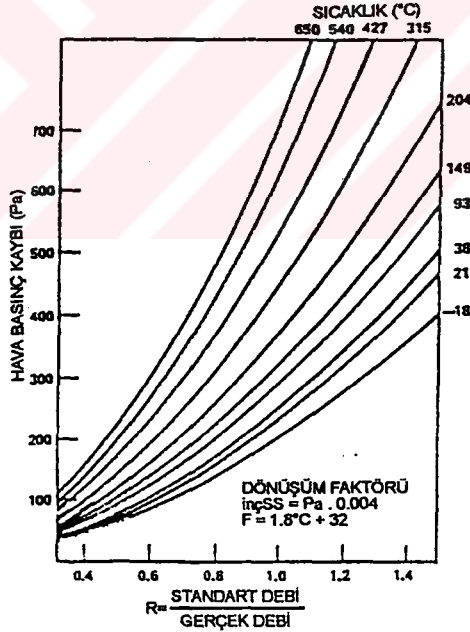
Basitlik ve bunun yanında hareketli uzuvların olmayışı, uzun ömürlülük, yardımcı enerji gereksinimi, emniyetli kullanıma katkıda bulunan özelliklerdir.

5.1.4. Basınç Düşümü – Akım sızıntısı

Plakalı eşanjörlerin avantajlarından birisi hava akımları arasında sızıntı olmamasıdır.

Hızın artması durumunda iki hava akımı arasındaki basınç farklılığı üstel olarak artar. Yüksek fark basıncı ise yüzeyleri ayıran levhaları deforme eder ve ısı değiştiriciyi çok yönlü etkiler. Örneğin verimlilik, tasarım değerlerinin altına düşer ve aşırı hava sızıntıları meydana getirir. Bu belirtilen konu normalde bir problem değildir çünkü bir çok uygulamada diferansiyel basınç farkı 1 kPa 'dan daha azdır. Yüksek hava hızları, yüksek statik basınçlar veya her ikisinin gerektiği durumlar için, bu koşulların hepsini sağlayabilen ısı değiştiriciler seçilmelidir. Teorik olarak incelendiğinde basınç düşümü gaz sıcaklığının ve akan kütle miktarının fonksiyonudur. Şekil 5.5 de tanımlanan R faktörüne bağlı olarak havanın basınç düşümünü göstermektedir, yardımcı eksen sıcaklık eksenidir.

$$R = \frac{\text{Standart Akım}}{\text{Gerçek Akım}}$$



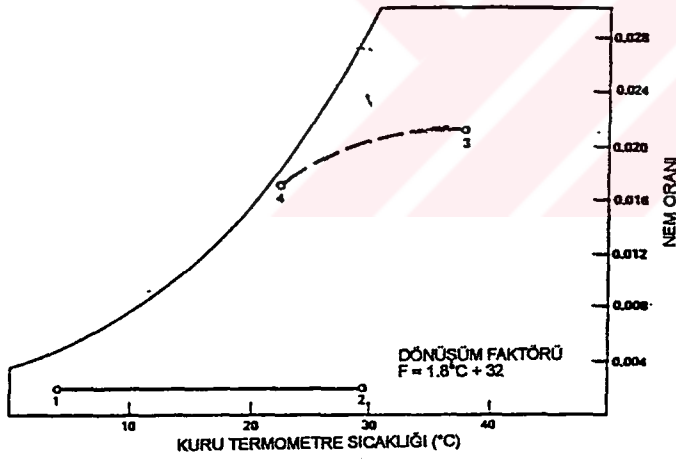
Şekil 5.5 Plakalı eşanjörlerde çeşitli sıcaklıklardaki akım-basınç düşümü

5.1.5. Faz Değişimi

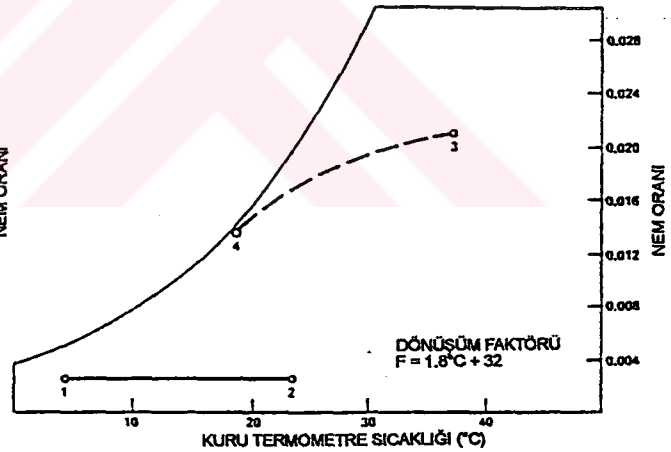
Egzost hava akımı içerisinde yoğuşma :

Kurutma fanları, sertleştirme fırınları, yüzme havuzları, büyük mutfaklar gibi bir çok ısı geri kazanım sistemi yüksek nemli egzost gazları ile çalışır. Plakalı eşanjörler de diğer eşanjörler gibi ısıtılacak havanın yoğuşma gizli ısısından faydalanır. Alınan taze havaya egzost tarafında yoğuşan her kg nem için 500kj enerji transfer edilir.

Plakalı eşanjörlerin çoğu yoğuşan sıvıyı aktaracak sistemlerle donatılmıştır. Bu sistemler yoğuşan sıvıyı akıttığı gibi sulu yıkama sistemi kullandığında bu atık suyu da uzaklaştırır. Geri kazanılan ısı yüksek nemli egzost akımına sahip bir mahale veya prosese geri veriliyorsa; taze hava akımında taze hava akımında nem istediği durumlarda; duyulur ısı eşanjörü kullanmak daha iyidir. Şekil 5.6 ve Şekil 5.7 bir duyulur ısı eşanjöründeki yoğuşma hallerini göstermektedir. Şekil 5.6 dengeli akım için termodinamik prosesi, Şekil 5.7 ise taze hava miktarının egzost havası miktarının iki katı olduğu durumu göstermektedir.



Şekil 5.6 Plakalı eşanjörlerde dengeli akım için Yoğuşma hali



Şekil 5.7 Plakalı eşanjörlerde dengelenmemiş Akım için yoğuşma hali

Şekillerden görüldüğü üzere egzost hava akımının daha yüksek nemli olması durumunda egzost pasajlarında daha da azalma meydana gelmektedir. Tablo 5.1 don olayı başlangıcında nem miktarının etkisini göstermektedir. Donma, taze havanın ön ısıtılmasıyla veya bir bölümünün by-pass edilmesi ile kontrol edilebilir. Alternatif bir

yöntem ise tablodaki K oranının indirgenmesi ile sağlanır ki, bu, önceki belirtilen yöntemlerden daha iyidir.

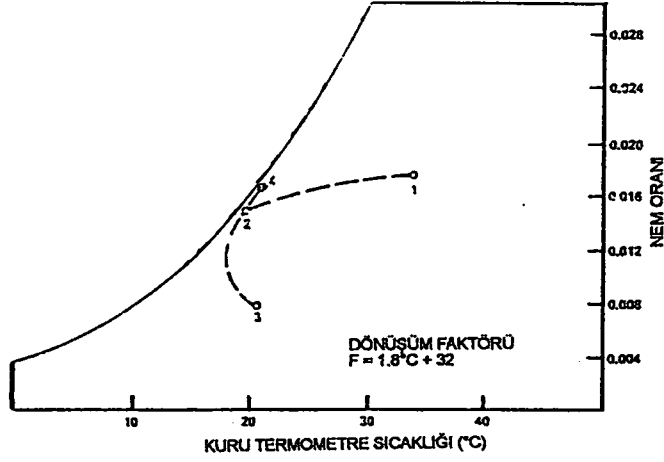
EGZOST HAVASI			TAZE HAVANIN EGZOST HAVASINA ORANI, K							
T		B.N.	0.5		0.7		1.0		2.0	
F	°C	%	F	°C	F	°C	F	°C	F	°C
60	16	30	2	-16	15	-9	23	-5	32	0
60	16	40	2	-16	15	-9	23	-5	32	0
60	16	50	-4	-20	9	-13	18	-7	32	0
60	16	60	-9	-22	4	-15	13	-10	32	0
70	21	30	-13	-25	5	-15	17	-8	28	-2
70	21	40	-21	-29	-3	-19	10	-12	21	-6
70	21	50	-27	-33	-9	-22	3	-16	15	-9
70	21	60	-32	-35	-13	-25	-1	-18	10	-12
75	24	30	-25	-31	-4	-20	10	-12	23	-5
75	24	40	-33	-36	-12	-24	2	-17	15	-9
75	24	50	-40	-40	-20	-29	-6	-21	7	-14
75	24	60	-47	-44	-26	-32	-12	-24	1	-17
80	27	30	-35	-37	-11	-24	4	-15	19	-8
80	27	40	-44	-42	-20	-29	-5	-20	10	-12
80	27	50	-53	-47	-30	-34	-14	-25	1	-17
80	27	60	-62	-52	-39	-39	-23	-30	-8	-22
90	32	30	-58	-50	-30	-34	-11	-24	5	-15
90	32	40	-	-	-	-	-24	-31	-8	-22
90	32	50	-	-	-	-	-	-	-20	-29

Tablo 5.1 Çeşitli egzost havası şartlarında DON başlangıç sıcaklığı

Egzost Hava Akımı İçerisinde Buharlaştırma:

Duyulur ısı enejji geri kazanım üniteleri indirek evaporatif soğutma veya kuru soğutma olarak bilinen sistemleri kullanabilirler. Bilindiği üzere evaporatif soğutma nem içeriğini arttırırken taze hava sıcaklığını düşüren adyabatik bir prosestir. Öteyandan indirek evaporatif soğutma ise taze havanın entalpisini düşürür, taze havadaki nemi yoğuşturur. Bu şartlar egzost havasına, eşanjör girişinden önce su buharı püskürtülmesi ile sağlanır. Püskürtülen buhar egzost yüzeylerinde birikmek sureti ile egzost girişine yakın plakaların

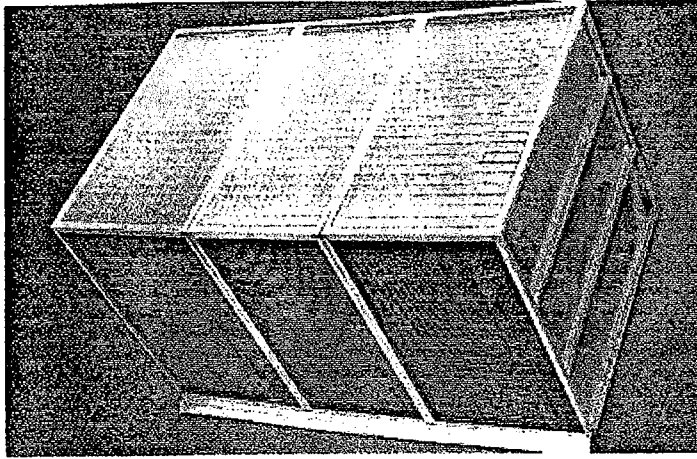
yüzey sıcaklıklarını egzost yaş termometre sıcaklığına kadar düşürür. Eşanjöre giren taze hava, soğutulmuş yüzeylerle temas eder ve dış hava, dış hava kuru termometre ve egzost tarafı yaş termometre sıcaklıkları arasındaki farkın %25 'ine kadar istenilen şartlara yaklaştırır.



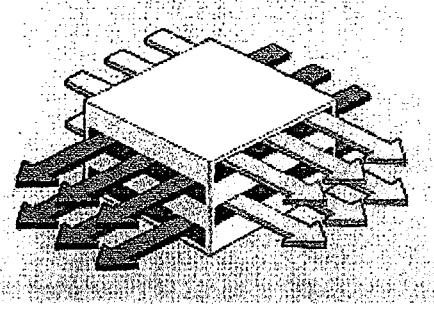
Şekil 5.8 İndirek evaporatif soğutmanın termodinamik prosesi

5.1.6. Plakalı Eşanjörlere Ait Bazı Pratik Uygulama ve Bilgiler

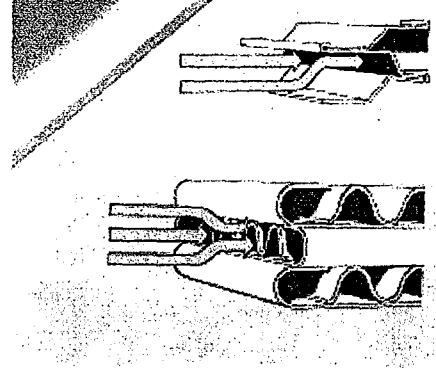
Aşağıda plakalı eşanjörlerin iç dizaynına ait kısmi kesitleri gösterilmiştir; (bu kesitler üretici firma bazında değişiklik göstermektedir)



Şekil 5.9 Plakalı eşanjörün gövdesi

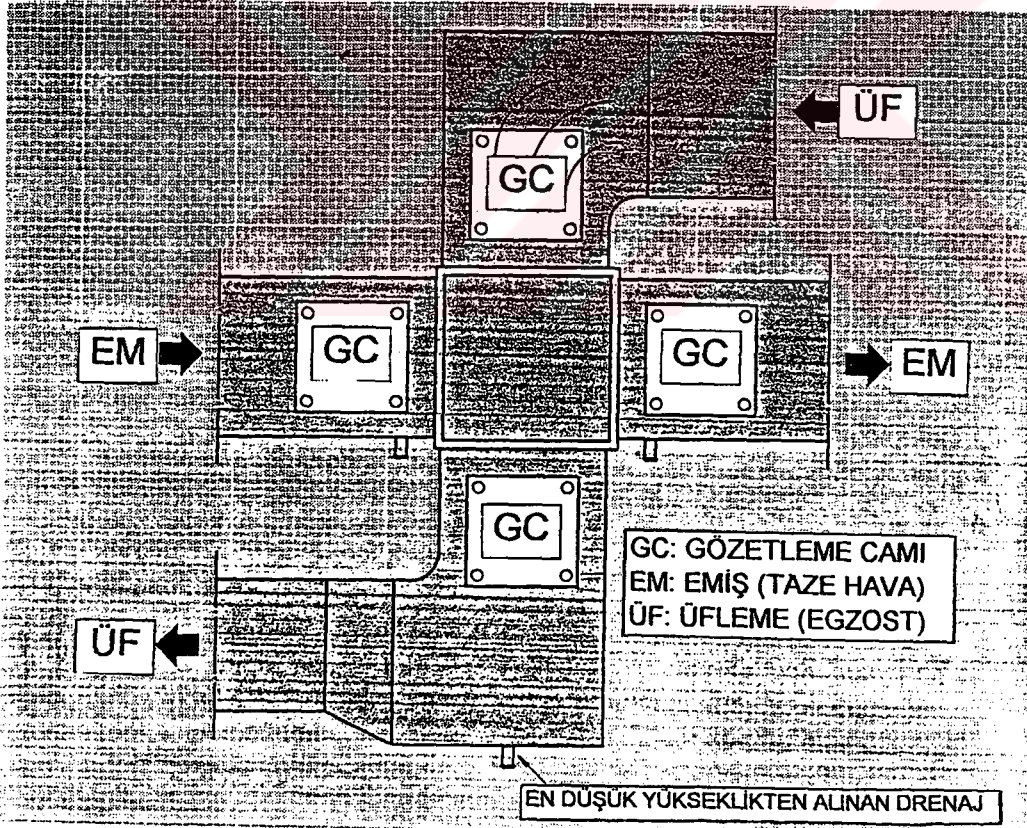


Şekil 5.10 Plakalı eşanjörde hava akışı

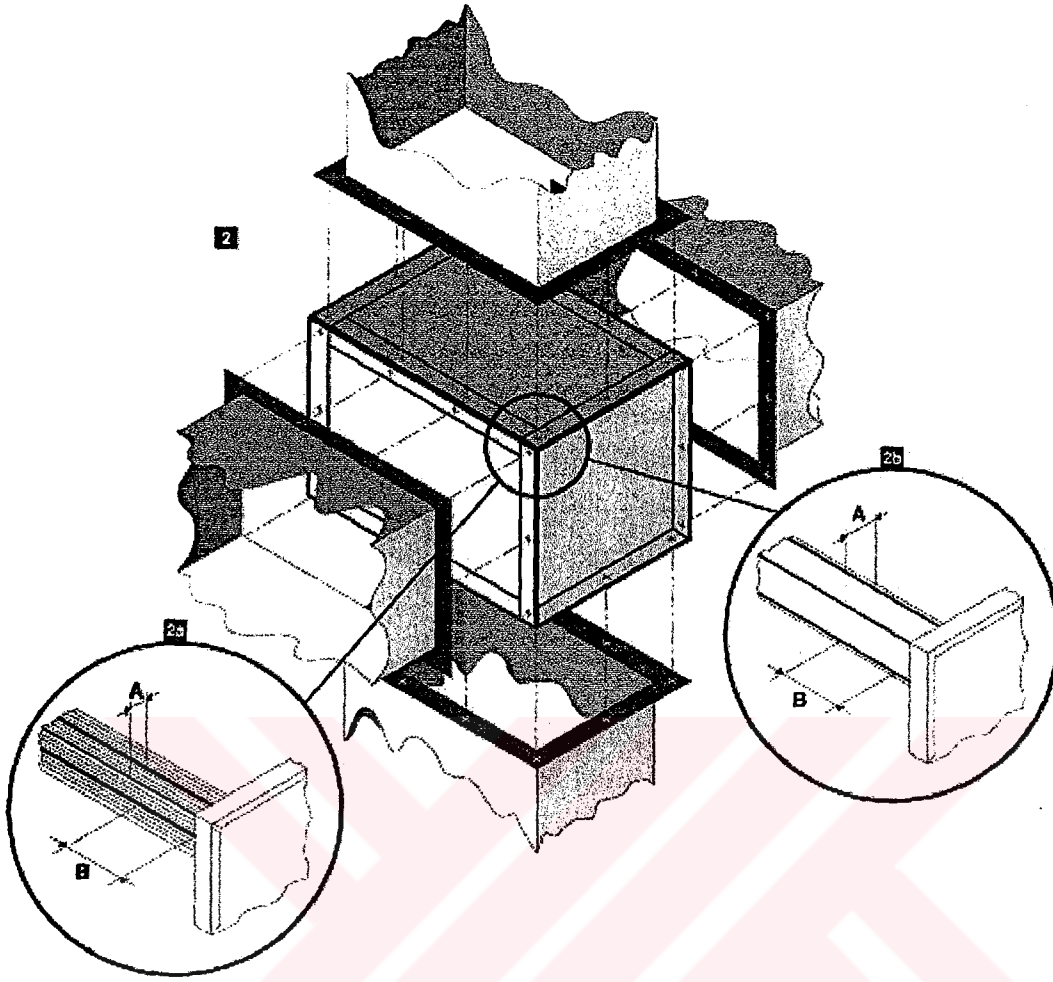


Şekil 5.11 Plakalı eşanjörde plaka kesitleri

İster kanal içinde ister klima santrali uygulamalarında olsun plakalı eşanjörün, ısı giriş-çıkış yönüyle bağlı olarak 4 tarafında da gözetleme camı olmalıdır. Şekil 5.12 ve Şekil 5.13 buna ait bir uygulamayı göstermektedir.

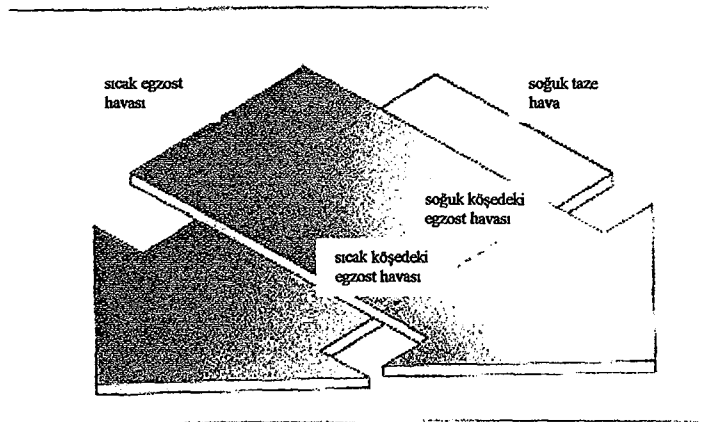


Şekil 5.12 Plakalı eşanjörün kanal içi uygulaması



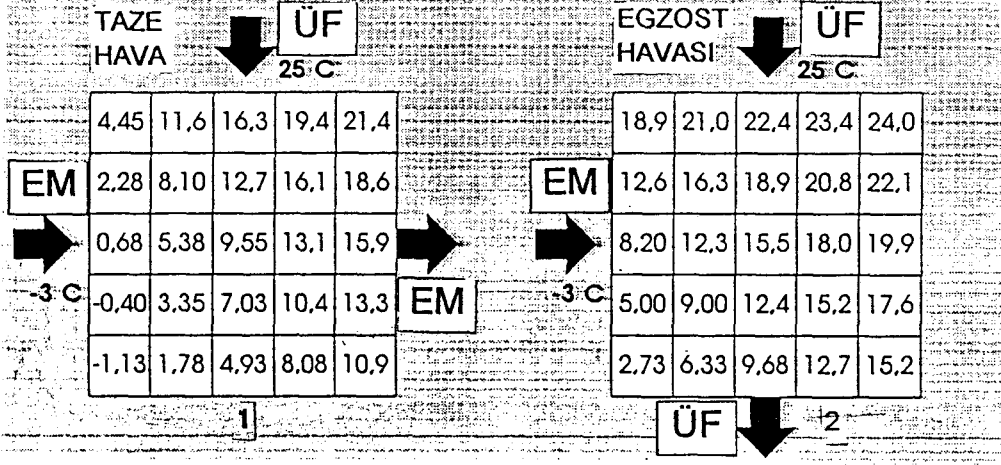
Şekil 5.13 Plakalı eşanjörün kanal kesitindeki görünümü

Şekil 5.14 de ise bir plakalı eşanjörün zıt akımları taşıyan2 plakası üzerindeki ısı dağılımının kabaca tanımları yapılmaktadır.



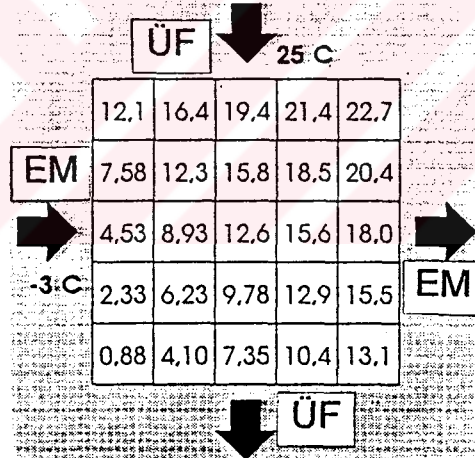
Şekil 5.14 Plakalı eşanjörün çapraz iki plakasındaki ısı dağılımı

Daha ayrıntılı incelendiğinde ise plakalı eşanjör bütünündeki ısı dağılım şöyle seyretmektedir.



1-Taze hava tarafından 5 zonda incelenirse 2-Egzost havası tarafından 5 zonda incelenirse

Bir plakadaki ısı dağılımı ise şöyledir:



Egzost tarafından 5 zonda incelenirse

Aşağıda da egzost havası miktarının 3 farklı değerinde ısı dağılımı verilmiştir.

Taze hava sıcaklığı = -15°C

Egzost havası sıcaklığı = 22°C

Teorik verim = %60

a ÜF ↓ 22°C					b ÜF ↓ 22°C					c ÜF ↓ 22°C				
17,2	18,0	18,6	19,3	19,9	17,4	18,5	19,3	20,0	20,5	15,4	16,4	17,3	18,1	18,8
12,3	13,9	15,1	16,1	17,2	12,1	14,2	16,0	17,3	18,3	8,80	10,5	12,0	13,5	14,8
8,58	10,9	12,4	13,6	14,8	7,93	10,5	12,8	14,7	16,2	4,03	6,13	7,93	9,58	11,2
5,20	8,20	10,2	11,7	12,9	4,88	7,50	10,0	12,3	14,1	0,33	2,80	4,75	6,50	8,10
2,08	5,58	8,13	9,98	11,4	2,45	5,10	7,58	10,0	12,1	-2,75	-0,08	2,18	4,00	5,58
ÜF ↓					ÜF ↓					ÜF ↓				

- a) Egzost havası miktarı = Taze hava miktarı, Yüksek yoğuşma, Yüksek taze hava randımanı
- b) Taze hava miktarı < Egzost havası miktarı, Yüksek taze hava randımanı
- c) Egzost havası miktarı < Taze hava miktarı, Düşük taze hava randımanı

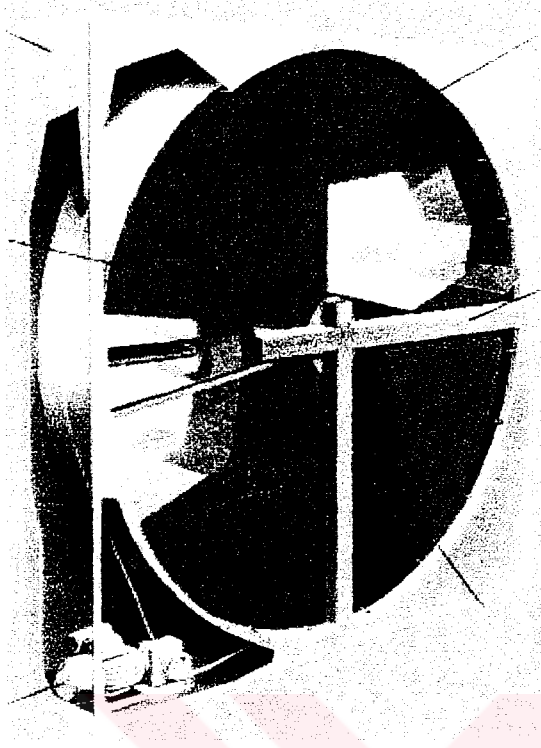
5.2. DÖNER TİP EŞANJÖRLER (ISI TEKERİ)

5.2.1. Genel Bilgi

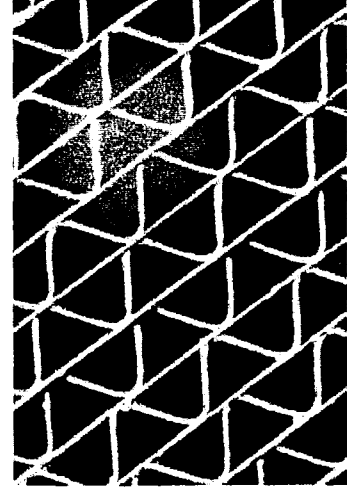
Döner tip eşanjörler (ısı tekeri, döner rejeneratörler) çok geniş iç yüzey alanlı hava geçirgen bir ortamla doldurulmuş döner bir silindire sahiptir. Isı tekerinde yanyana olan taze ve egzost akımları, eşanjörün herhangi bir yarısında ve zıt yönlü olarak akar.

Isı transfer ortamı (ısı depolama matrisi) hava hareketine paralel üçgen pasajlarda meydana gelir. Dönme hareketi esnasında egzost havasının geçtiği yarım dairedeki matrisler sıcak ve nemli havadaki ısı ve nemi depolar. Dönme hareketinin devam etmesi sonucu bir süre sonra aynı matris soğuk ve daha az nemli taze hava yarım dairesine girer ve bu akıma depoladığı ısı ve nemi verir. Dönme hareketinin devamıyla da çevrimi tekrar egzost havası yarım dairesinde tamamlar.

Egzost havası olarak genellikle çürük gazlar, baca gazları, azot, hava ve benzeri akışkanlar kullanılmaktadır.



Şekil 5.15 Döner tip ısı değiştiricinin görünümü

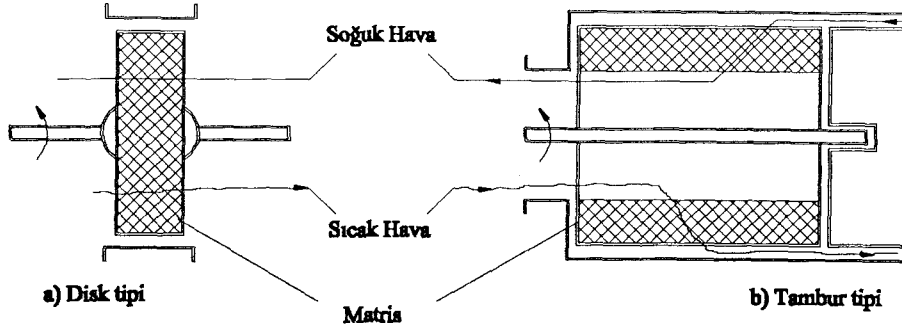


Şekil 5.16 Döner tip ısı değiştiricinin kesidi

Döner tip eşanjörler konstrüksiyonlarına göre sabit matrisli ve döner tip ısı değiştirgeçleri olarak iki ayrı gruba ayrılabilir. Ayrıca döner tip ısı değiştirgeçleri de disk ve tamburlu olarak iki şekilde sınıflanabilir. Genel olarak döner tip ısı değiştiriciler sabit hızla, akışkanların akış doğrultusuna paralel, ekseninde dönmekte ve daha önce de anlatıldığı üzere ısı depolama matrislerinden yararlanılmaktadır. Sabit matrisli ısı değiştirgeçlerinde ise matris dönmemekte, bunun yerine ardışık olarak sıcak ve soğuk akışkanlar yeteri kadar süre aynı matristen geçirilmektedir.

Disk tipi bir döner tip ısı değiştirgeçinde matris bir disk şeklindedir. Şekil 5.17 de görüldüğü üzere sıcak ve soğuk akışkanlar ısı değiştirgeci içerisinde aksel olarak geçmektedir. Tambur tipi döner ısı değiştirgeçinde ise matris tambur şeklindedir ve akışkanlar radyal olarak akmaktadır.

Döner tip eşanjörler ısı transfer matrisinin sadece duyulur ısıya veya hem duyulur hem de gizli ısıya (toplam ısı) transfer etme kabiliyetlerine göre de sınıflandırılabilir. Sadece duyulur ısı transferi yapan eşanjörlerde daha önce de belirtildiği üzere matris tarafından ısı sıcak hava akımından alınır, depolanır ve dönme hareketiyle soğuk hava akımına geri verilir.



Şekil 5.17 Disk ve tambur tipli ısı tekeri

Toplam ısı transferi yapan eşanjörlerde ise yüksek nemlilikte hava akımında nem yoğuşması ile (nem yoğuşması ısı tekeri ortam sıcaklığının, yoğuşma noktası sıcaklığının altında olmasıyla veya katı nem alıcı maddelerle -adsorbsiyon- sağlanır) hemen ısı çekilir ve bu alınan nem buharlaşma ile düşük nemlilikteki hava akımına gelen ısı tekeri yarım dairesinde geri verilir (nem alıcı maddeler kullanılıyorsa bunlar uygun bir kurutucuyla doyurularak jenerasyonları da böylece sağlanmış olur).

Böylelikle nemli hava kuru hale gelirken, kuru hava nemlendirilmiş olur. Toplam ısı transferi cihazında duyulur ve gizli ısı transferleri aynı anda gerçekleşir.

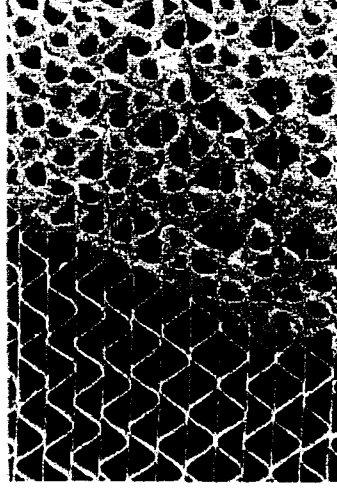
Döner tip eşanjörlerde egzost havasının taze havaya karışması iki sebepten meydana gelebilir;

a) Taşma (Carry-Over)

b) Kaçma (Leakage)

Kaçak tamamen engellenemez fakat iyi bir fan düzenlemesiyle en aza indirgenebilir. Sebebi ise hava akımları arasındaki statik basınç farkıdır. Taşma ise matrisin egzost hava akımından taze hava akımına girdiği sırada pasajlarda kanal egzost havasının taze havaya karışmasıyla meydana gelir. Matris yüzeyine uygun bir "purge" bölümünün eklenmesiyle en aza indirgenebilir. Fakat resirkülasyon havası kullanılan sistemlerde bu bölüm iptal edilebilir.

Döner tip eşanjörlerde egzost ve taze hava akımları zıt yönde aktığından matris kendi kendini temizleme özelliği gösterir ve tıkanmaz.



Şekil 5.18 Döner tip eşanjörün kendi kendini temizleme özelliği

5.2.2. Döner Tip Eşanjörlerde Prosesin Psikrometrik Diyagramda İncelenmesi

Toplam ısı transferi yapan eşanjörde en yüksek hızda sıcaklık ve nem verimi eşittir. Egzost ve taze hava şartlarının değişimi tekere giriş şartları arasındaki doğru üzerinde olur. Normalde yoğuşmanın görülmediği sürece sadece duyulur ısı transfer edilir. Eğer kondensasyon oluşuyorsa, taze hava akımına iletilen nem burada buharlaşır. Böyle bir durumda prosesin gelişimi işletme şartlarına bağlıdır ve hesaplanamaz.

5.2.2.1. Yaz işletmesi

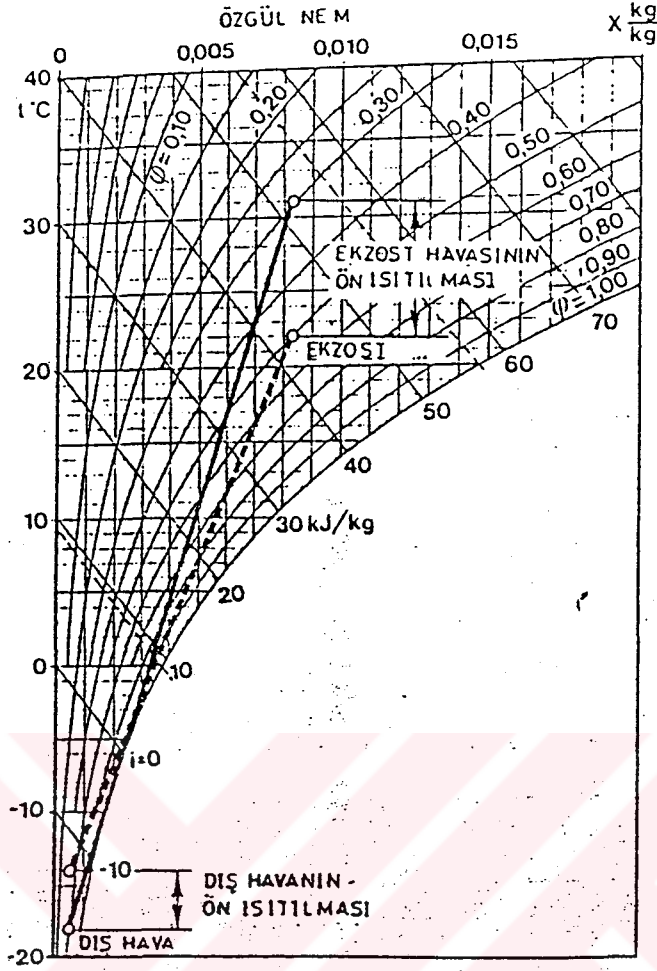
Higroskopik olan döner tip eşanjörler –egzost havasının sıcaklık ve nemine bağlı olarak- yaz şartlarında taze havanın hem nemini hem de sıcaklığını düşürür ve %75 entalpi verimliliğine ulaşır. Higroskopik olmayan döner tip eşanjörler ise aynı yaz şartlarında taze havanın yalnızca sıcaklığını düşürür.

5.2.2.2. Kış işletmesi

Higroskopik olan döner tip eşanjörler yaklaşık 1,5 gr/kg-havalık nem transferiyle taze hava nemlendirilmesi işinin bir bölümünü sağlarlar. Higroskopik olmayan döner tip eşanjörler 0 °C'da yoğuşma meydana gelse bile don riski olmaksızın çalışmaya devam edebilirler. Bu durumda nem verimliliği % 45'lere ulaşabilir.

5.2.2.3. Don olayı

Higroskopik olan döner tip eşanjörlerde, egzost ve taze hava şartlarını birleştiren doğru, $\phi=1$ eğrisini keserse don olayından bahsedilebilir. Pratik olarak hava giriş sıcaklıklarının



Şekil 5.19 Döner tip eşanjör, duyulur ve toplam ısı eşanjörlerinde don olayı

geometrik ortalamasının 0'dan büyük olması durumunda don tehlikesi görülmez denilebilir. Şekil 5.19 daki higroskopik eşanjör don riski olmaksızın çalışabilir.

Higroskopik olmayan eşanjörlerde ise durum bu kadar basit değildir. Bu durumda hava hızı, eşanjör verimi, dış hava sıcaklığının sürekliliği gibi faktörler etkilidir.

Genellikle don ilk olarak egzost hava akımının matristen çıkış yüzeyinde görülür ve don şartlarının şiddeti ve sürekliliği ile hem kalınlık hem de derinlik yönünde ilerler. Eşanjör yüzeyinde biriken buz miktarı taze hava sıcaklığına, egzost havasının nem yüzdesine eşanjör verimine ve dış hava şartlarının sürekliliğine bağlıdır.

Çiğlenme ve buzlanma oluşumu eşanjör boyunca basınç düşüşü yükselmesiyle ortaya çıkar. Bu olay soğuk hava girişinin ön ısıtılması veya eşanjörde geri kazanılan enerji miktarının azalmasıyla önlenemez. Ön ısıtma, ısıtıcı batarya (su-su) veya elektrikli ısıtıcıyla

sağlanabilir. Eşanjörde geri kazanılan enerji; eşanjör dönme hızının kontrolü veya soğuk dış hava akımının bir kısmının çevreden dolaştırılmasıyla (by-pass) kontrol edilebilir. Bu metod, çıkış havasından kazanılan sıcaklık düşüşünü kompanse etmek için ek bir son ısıtma düzeneğine ihtiyaç duyar. Diğer bir yöntem de egzost hava akımının ısıtılmasıdır.

5.2.3. Verimlilik

VDI 2071 ve EUROVENT 10'a bağlı olarak;

$$\text{Taze hava sıcaklık verimliliği: } \eta_{t2} = \frac{t_{22} - t_{11}}{t_{11} - t_{21}}$$

$$\text{Taze hava nem verimliliği} \quad : \eta_{x2} = \frac{x_{22} - x_{21}}{x_{11} - x_{21}}$$

t_{11} = Eşanjöre giren egzost havası sıcaklığı	[°C]
t_{12} = Eşanjörden çıkan egzost havası sıcaklığı	[°C]
t_{21} = Eşanjöre giren taze hava sıcaklığı	[°C]
t_{22} = Eşanjörden çıkan taze hava sıcaklığı	[°C]
X_{11} = Eşanjöre giren egzost havasının özgül nemi	[g/kg-hava]
X_{12} = Eşanjörden çıkan egzost havasının özgül nemi	[g/kg-hava]
X_{21} = Eşanjöre giren taze havanın özgül nemi	[g/kg-hava]
X_{22} = Eşanjörden çıkan taze havanın özgül nemi	[g/kg-hava]

Duyulur ve toplam ısı eşanjörleri için ortalama verimlilik; eşit kütle akımında (egzost havası miktarı = taze hava miktarı) ve genellikle kullanılan eşanjör yüzey hızlarında %65 ÷ %85 arasındadır.

Higroskopik eşanjörlerde maksimum dönme hızında ve eşit kütle akımında;

$$\eta_{t2} = \eta_{x2} = \eta_{t1} = \eta_{x1}$$

Higroskopik eşanjörlerde maksimum dönme hızında ve eşit olmayan kütle akımında;

$$\eta_{t2} = \eta_{x2} \quad \eta_{t1} = \eta_{x1}$$

Higroskopik olmayan eşanjörlerde maksimum dönme hızında ve eşit kütle akımında;

$$\eta_2 = \eta_{x2} \quad \eta_1 = \eta_{x1}$$

5.2.4. Performans

Döner tip eşanjörlerin performansı eşanjörün verimliliği ve basınç kayıpları ile tanımlanır. Bir çok enerji geri kazanım uygulaması için eşanjörler yüzey hızı 2,5 m/s ÷ 4,0m/s arasında değişir. Düşük eşanjör yüzey hızları; daha az basınç kaybına, yüksek verimliliğe ve düşük işletme makliyetlerine bunun yanında yüksek yatırım maliyetlerine, büyük ölçekli ünitelere ve montaj yerlerine gerek duyar. Yüksek eşanjör yüzey hızlarında ise durum tam tersidir.

Değişik ortam tipleri için 2,5 m/s'de basınç kaybı 100 Pa ÷ 175 Pa arasında değişir.

Döner tip eşanjörler 115000m³/h kapasiteye kadar tek üniteler halinde üretilir. Montajı, nakliyesi ve taşıma zorluklarından dolayı çapları 4250mm'den daha büyük olamaz. Çoklu üniteler büyük tek sistem kapasitesi oluşturmak için kullanılır. Çalışma sıcaklıkları -60 °C ÷ 800 °C arasında değişir. Yatay olarak monte edildiğinde 2400mm'den daha büyük çaplı üniteler, ağırlıkları ve boyutlarından dolayı özel yapısal tasarımlar gerektirir.

5.2.5. Konstrüksiyon

Döner tip eşanjörler üzerinde yataklama merkezi ve shaftı bulunan bir rotor, tahrik kayışı ve bunların içinde toplandığı bir gövdeden oluşur.

Hava bileşenleri yoğuşma noktası, egzost havası sıcaklığı ve taze hava özellikleri kasa, rotor yapısı ve enerji alışveriş malzemelerinin seçiminde etklidir.

Kaçak (Leakage) hava akımlarını en aza indirmek için gövde ile rotor arasına, rotorun her iki yüzeyine ince fırçalar koyulur. Ayrıca egzost havasının taze havaya taşınmasını (carry-over) önlemek için matrisin egzost havası giriş yüzeyine bir purge bölümü monte edilebilir. Tahrik mekanizmaları sabit veya değişken hızlı bir motorla sağlanır. Rotor şartlarını test etmek için eşanjörün heriki tarafına kontrol delikler koyulmalıdır.

5.2.6. Matris Malzemesi ve Geometrisi

Döner tip eşanjörlerde ısı transferi küçük (eşdeğer çapı =1,3mm ÷ 5mm) üçgen kesitli hava akımı yönüne paralel hava geçiş kanallarında sağlanır (matris). Küçük hava pasajlarının kullanımı hem kirlenme-temizlenme hem de basınç kayıpları yönünden dezavantajdır. Buna rağmen gerekli yüzeyin küçük hacimde vermesi ve de küçük üçgen pasajların bir

alternatifinin olmaması kullanılmalarını gerekli kılar. Bu üçgen formlu pasajların ana kullanılma sebepleri şöyle sıralanabilir:

- a) Birim hacimde en büyük yüzeyi vermesi
- b) Oluklu ve düz plakaların birbirlerinin aralarına koyularak kolayca imal edilebilmeleri
- c) Mekanik yönden güçlü olmaları

Üçgen pasajlardaki Reynold sayısı $100 \div 1000$ arasında değişir ve akım Laminar'dır. Buna rağmen, levhaların çok ince ve çok küçük kanat yüksekliğine sahip oluşundan ısı transferi oldukça iyidir.

Yüksek sıcaklıkta ve korozyif ortamlarda paslanmaz çelik ve seramik malzemeler, düşük ve orta sıcaklıklar için sentetik malzemeler, organik levhalar, kimyasal işlem görmüş levhalar ve çoğunluklu olarak alüminyum levhalar matris malzemesi olarak kullanılırlar.

Hava akımıyla temas eden ortam yüzey alanları $300\text{m}^2/\text{m}^3 \div 3300\text{m}^2/\text{m}^3$ değerleri arasında fiziksel konum ve ortamın tipine göre değişir. Matrisler duyulur ve toplam ısıyı transfer etmek üzere 2 grupta toplanabilir. Sadece duyulur ısıyı transfer eden matrislerde alüminyum, bakır, paslanmaz çelik ve monel malzemeler, toplam ısıyı transfer eden matrislerde ise imalat olarak önce yukardaki malzemelerden biri daha sonra da nemi geri kazanmak için kimyasal işlemler kullanılır: Alüminyum - Alüminyumoksit ile Mineral - Lityumklorit ile kaplanabilir...

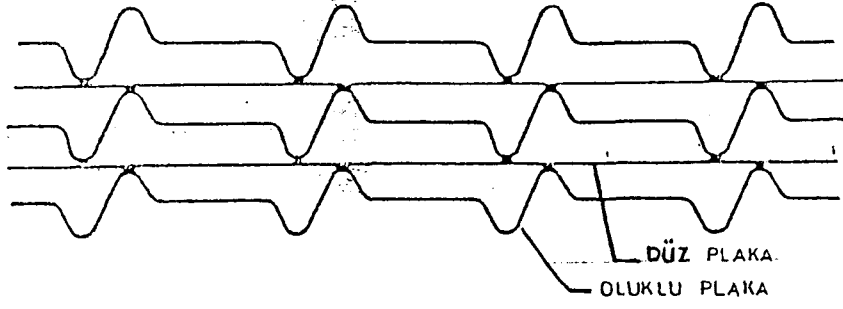
Deneyle göstermiştir ki türbilanslı akımın sağlanması amacıyla matris geometrisinin dalgalı plakalardan oluşumu ısı transferinin artışında etkilidir. (Şekil 5.20, Şekil 5.21, Şekil 5.22)

5.2.7. Çapraz Kirlenme

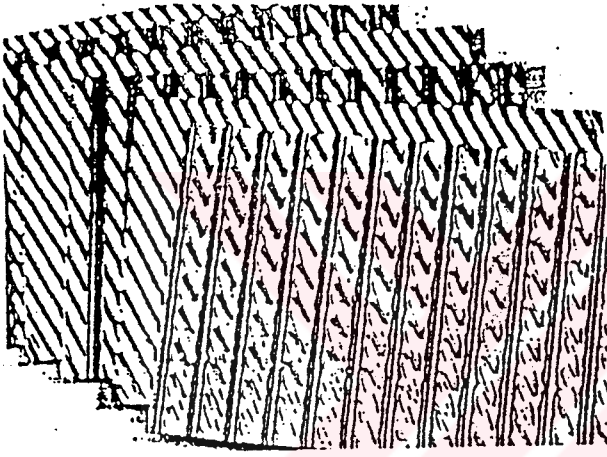
Egzost ve taze hava akımlarının geçiş kirlenmesi veya birbirlerine karışmasının iki temel nedeni vardır;

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

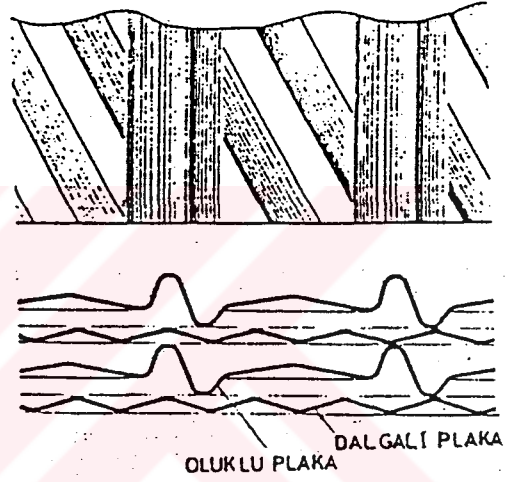
Egzost hava akımının, egzost ve taze havayı birbirinden ayıran, bölücü zara çok yakın akan bölümü, eşanjör matris pasajlarına girdiği an, bu pasajlardan çıkana kadar rotorun bu bölümü taze hava akımına girmiş olabilir. Bu durumda egzost havasının bir kısmı taze havaya taşınmış olur.



Şekil 5.20 Döner tip eşanjörde klasik tip matris

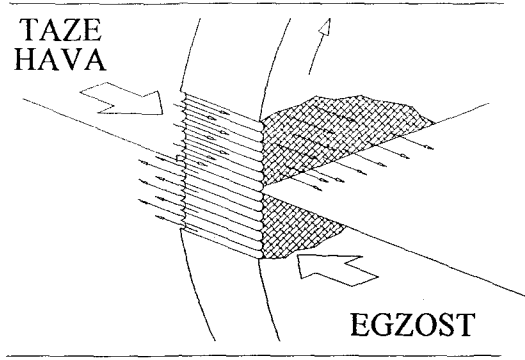


Şekil 5.21 Döner tip eşanjörde türbilans Geliştirici matris

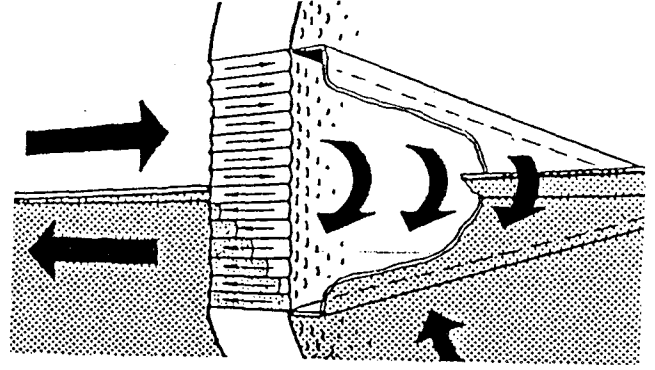


Şekil 5.22 Döner tip eşanjörde oluklu Matris

Taze havanın egzost havasına taşınması zararlı değildir. Bazı durumlarda egzost havasının, taze havaya taşması ise istenmeyebilir. Böyle bir durumda eşanjörün egzost havası giriş tarafına bir “purge” bölümü ilave edilebilir.



Şekil 5.23 Döner tip eşanjörde taşma olayı (PURGE yok)



Şekil 5.24 Döner tip eşanjör (PURGE var)

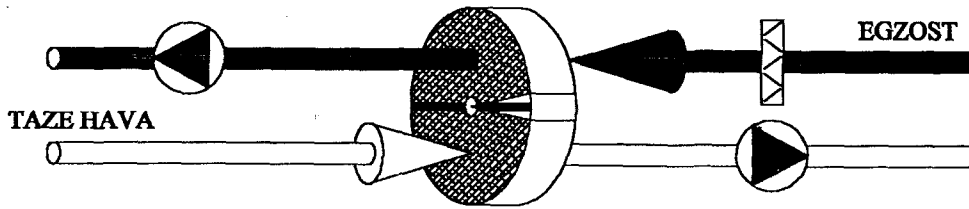
b) Kaçak (Leakage):

Taze hava akımı ile egzost havası akımının arasındaki statik basınç farkından oluşan bir durumdur. Yüksek basınçlı hava alçak basınçlı havaya karışır. Temelde, bu karışımı önlemek için rotorun etrafına çift taraflı fırçalar koyulur. Fakat fırçalar eşanjörün yüzeyine sıkıca bastıramazlar. Bu sebeple bir miktar hava kaçak yapabilir. Böyle bir durumda da devreye fanların doğru yerleşimi girmektedir.

b.1. Fan yerleşimi:

b.1.1. Egzost Fanı : Egzost havasının eşanjör çıkışındaki tarafına

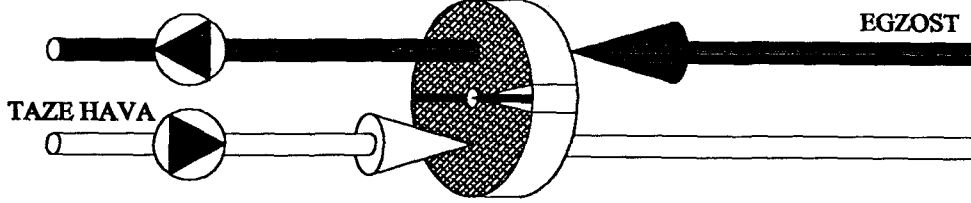
Temiz Hava Fanı : Temiz havanın eşanjör çıkışındaki tarafına



Şekil 5.25 (b.1.1)

Fanların bu konumunda taze hava tarafından egzost havası akımına doğru bir basınç düşüşü oluşur. Basınç düşümünün miktarı da egzost havasına eşanjöre girmeden önce koyulacak bir damperle sağlanabilir.

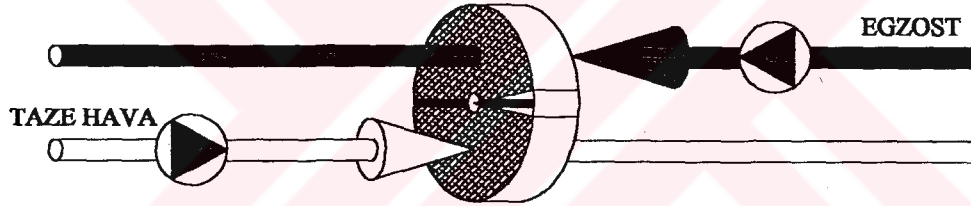
- b.1.2. Egzost Fanı : Egzost havasının eşanjör çıkışındaki tarafına
 Temiz Hava Fanı : Temiz havanın eşanjör girişindeki tarafına



Şekil 5.26 (b.1.2)

Fanların bu konumunda egzost havasının taze havaya taşma tehlikesi yoktur. Fakat yüksek basınç farklarından kaçınılmalıdır.

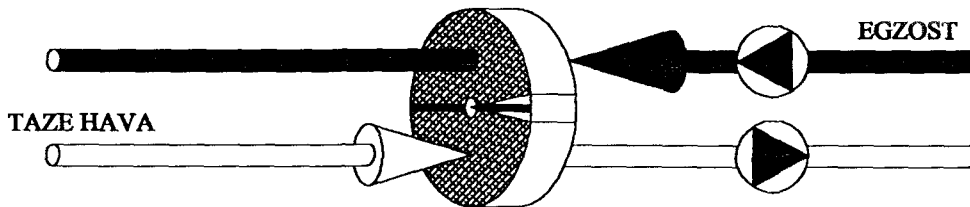
- b.1.3. Egzost Fanı : Egzost havasının eşanjör girişindeki tarafına
 Temiz Hava Fanı : Temiz havanın eşanjör girişindeki tarafına



Şekil 5.27 (b.1.3)

Fanların bu konumunda purge bölümünün çalışabilmesi için doğru basınç düşümünü sağlamak gerekir. Bu tip fan düzeneği ancak resirkülasyon havası kullanıldığında çalışır.

- b.1.4. Egzost Fanı : Egzost havasının eşanjör girişindeki tarafına
 Temiz Hava Fanı : Temiz havanın eşanjör çıkışındaki tarafına

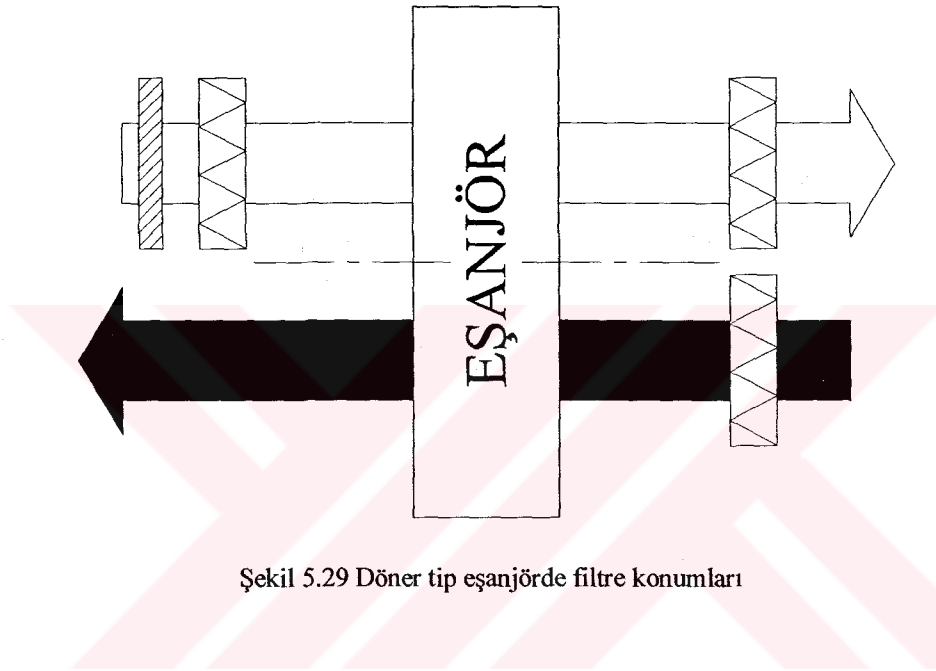


Şekil 5.28 (b.1.4)

Fanların bu konumu ancak resirkülasyon havası kullanıldığında çalışır.

5.2.8. Filtrasyon

Eşanjöre giren patikül konsantrasyonunu azaltmak ve temizleme aralığını arttırmak için egzost ve taze hava kanalına filtre konulması tavsiye edilir. Bunun dışında egzost havası akımıyla taze hava akımının ters akmasından dolayı matrisi kendi kendini temizleme özelliği avantajdır.



Şekil 5.29 Döner tip eşanjörde filtre konumları

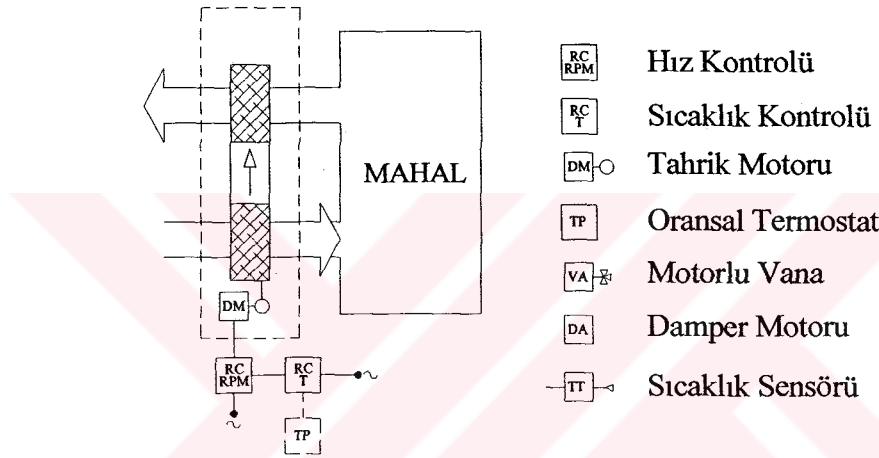
5.2.9. Kontrol Yöntemleri

Döner tip eşanjörlerin kontrollerinde iki tip yöntem yaygın olarak kullanılır. Birincisi taze hava by-pass kontrolüdür. Bu kontrolde istenen taze hava sıcaklığına ulaşmak için eşanjörden geçen taze hava miktarı değiştirilir, bir kısmı by-pass edilir. Bir by-pass damperi, eşanjör taze hava çıkış sıcaklık duyar elemanı (sensör) tarafından kontrol edilerek by-pass hava miktarı ayarlanır.

İkinci yöntem ise enerji geri kazanım hızını, eşanjör dönme hızını değiştirerek ayarlamaktır. Hız arttıkça enerji geri kazanımının, teorik maksimum geri kazanma oranı yüzdesi artmakta ve belli bir hızdan sonra ise fazla etkilenmemektedir.

En uygun kullanılan hız değiştirici üniteleri, değişken hızlı DC motor ile silikon kontrollü düzeltici (SCR), histerizis kavramalı sabit hızlı AC motor, AC indüksiyon motor ile frekans inventeridir.

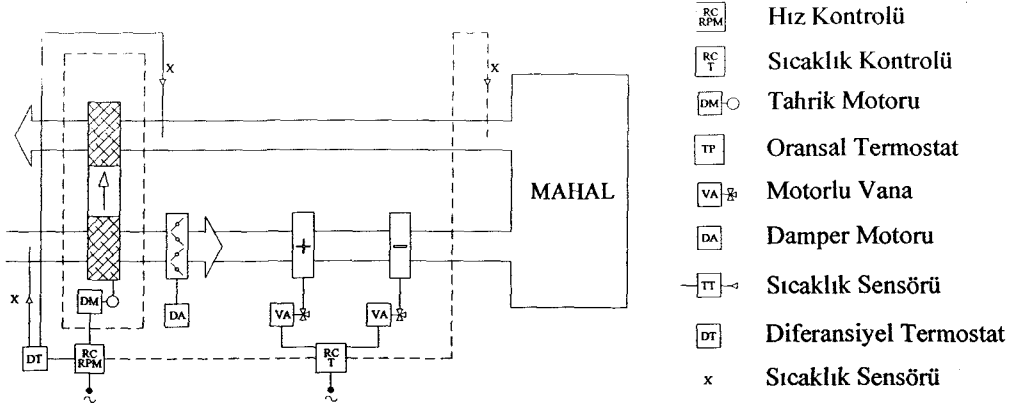
Bir ölü bant kontrolü (değiştiriciyi durdurmak veya sınırlamak için) hiç geri kazanım istenmediği durumlarda gerekli olabilir (Örneğin dış hava sıcaklığı, gereken taze hava sıcaklığından yüksek fakat egzost havası sıcaklığının altında ise).Dış hava sıcaklığı egzost havası sıcaklığından yüksekse, cihaz gelen taze havanın soğutulması için tam kapasite çalışır.



Şekil 5.30 Döner tip eşanjörün tekerinin hız kontrolü

5.2.9.1. Isı ve soğu geri kazanımı kontrolü

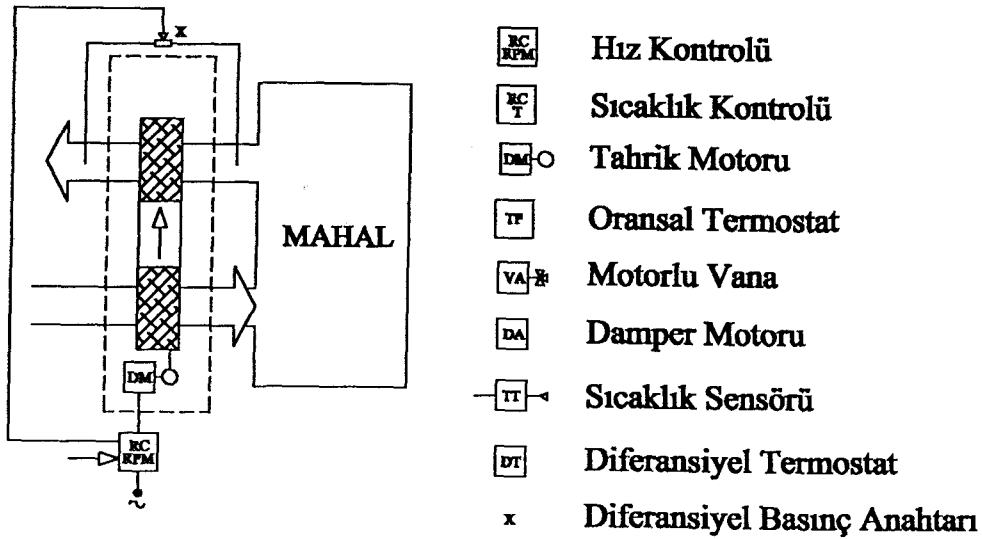
(Şekil 5.31) Yaz periyodunda, 5 nolu sıcaklık sensörü sıcaklıktaki bir azalmayı hissederek önce soğutma kapasitesini düşüren 4 nolu kontrol ünitesiyle oda sıcaklığını sabit tutar. Eğer 2 nolu sensör 3 nolu sensörden daha yüksek bir sıcaklık hissetmişse eşanjör en yüksek hızda dönmeye başlar. Eğer sistemde soğutma yapılmıyorsa ve sıcaklık düşmeye devam ediyorsa eşanjör harekete geçer ve hızı sıcaklık düşümü kadar artar. Eğer eşanjör en yüksek hızına ulaşmasına rağmen ısıtma gücü artışı gerekiyorsa ısıtıcı batarya devreye girer. Eğer dış hava sıcaklığı egzost sıcaklığından yüksekse eşanjör en yüksek dönme hızıyla dönmelidir.



Şekil 5.31 Döner tip eşanjörün ısı ve soğu geri kazanımı

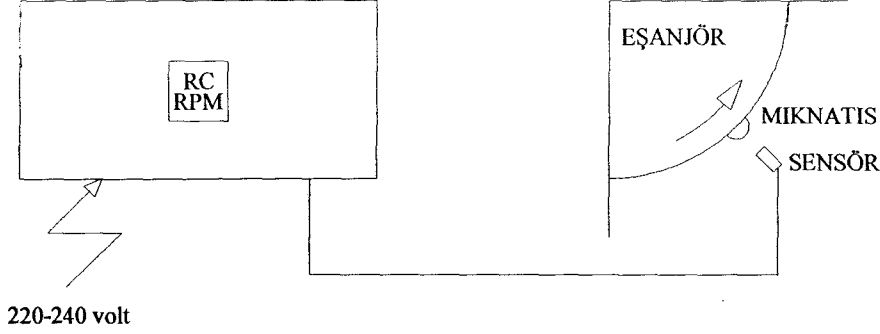
5.2.9.2. Don kontrolü

Eğer eşanjör çok düşük dış hava şartlarında veya yüksek nemli egzost havası şartlarında çalışırsa oluşabilecek don olayını göstermek üzere bir don kontrol devresi kurulabilir (Şekil 5.32). Eğer basınç düşümü 2 nolu diferansiyel basınç anahtarı üzerinde ayarlanan “set” değerini aşarsa ve eşanjör frekans kontrollü bir motorla tahrik ediliyorsa (devri ayarlanabilir) eşanjör hızı 0,5 devir/dakika’ya düşürülür. Eğer tahrik sabit devirli motorla sağlanıyorsa ya da bir miktar hava by-pass edilir ya da taze hava fanı durdurularak eşanjörün defrostu sağlanır.



Şekil 5.32 Döner tip eşanjörün don kontrol devresi

5.2.9.3. Eşanjör hız kontrolü



Şekil 5.33 Döner tip eşanjörün tekerinin hız kontrol devresi

Bu kontrol devresi eğer eşanjör hızı otomatik kontrol sistemi tarafından ayarlanan hız ile aynı değilse sinyal verir.

NOT: Eğer sistemde birden fazla eşanjör kullanılıyorsa her eşanjörün ayrı bir hız kontrol elemanı olmalı ve hepsi aynı anda kontrol edilebilmelidir.

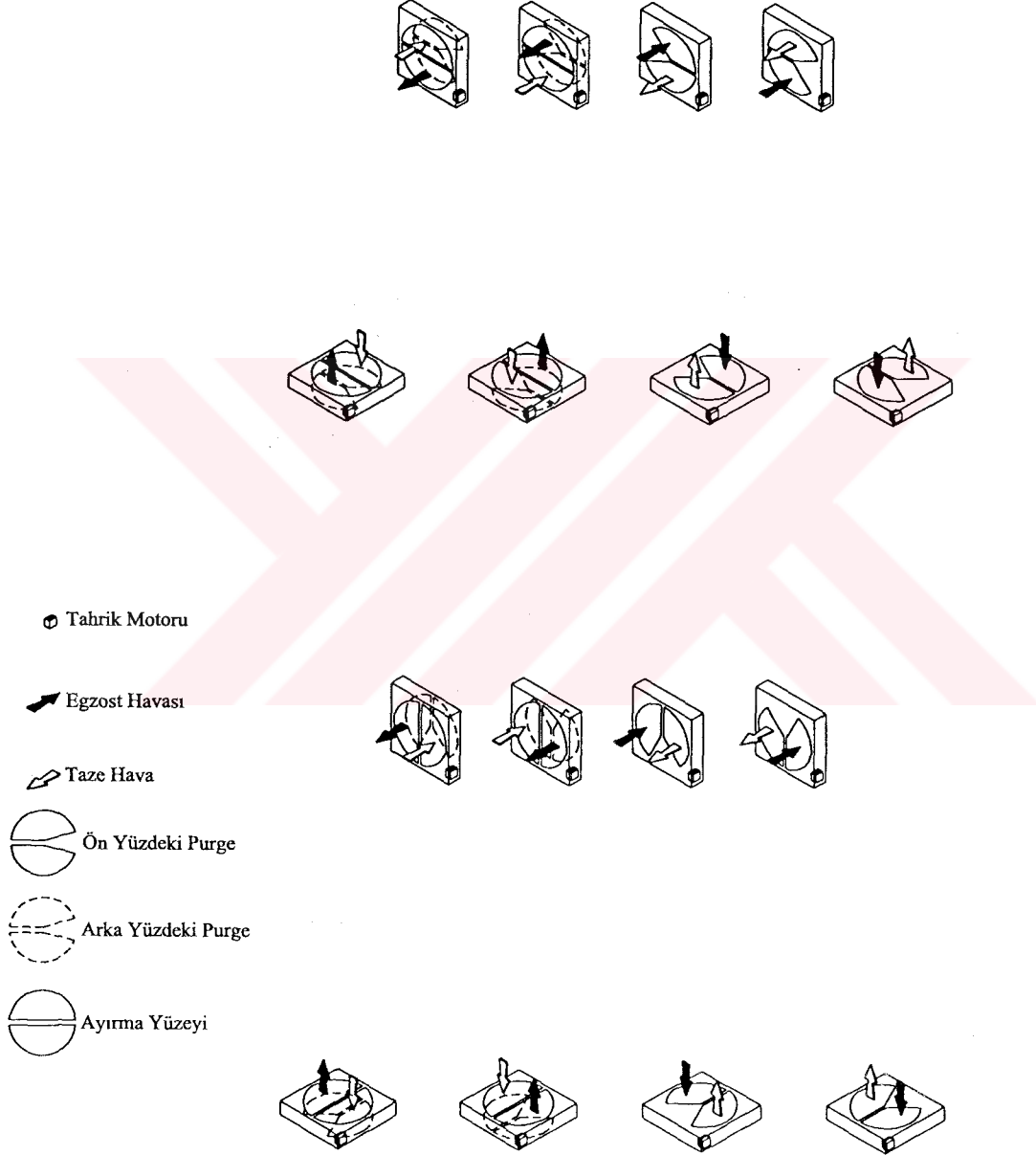
5.2.10. Döner Tip Eşanjörlerin Rotor Malzemesinin Seçimi

ISI TRANSFERİ	ROTOR MALZEMESİ	SICAKLIK	UYGULAMA ALANI
Higroskopik	Alüminyum	75°C	Korozyon tehlikesi olmayan konfor sınıfı ortamlar
Higroskopik olmayan (non-higroskopik)	Alüminyum	75°C	Kuru toz partiküllü veya çözücü içeren egzost havası Korozyon tehlikesi yok
Higroskopik olmayan (non-higroskopik)	Alüminyum alaşımlı	75°C	Kuru toz partiküllü veya çözücü içeren egzost havası Korozyon tehlikesi taşıyan
Higroskopik	Alüminyum alaşımlı	75°C	Korozyon tehlikesi olmayan konfor sınıfı ortamlar

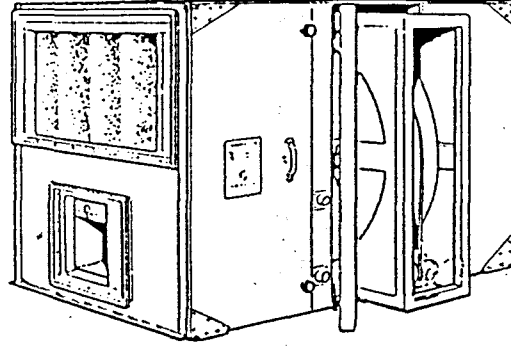
Tablo 5.2 Döner tip eşanjörde rotor malzemesi seçimi

5.2.11. Döner Tip Eşanjörlerin Uygulama Şekilleri ve Uygulama Alanları

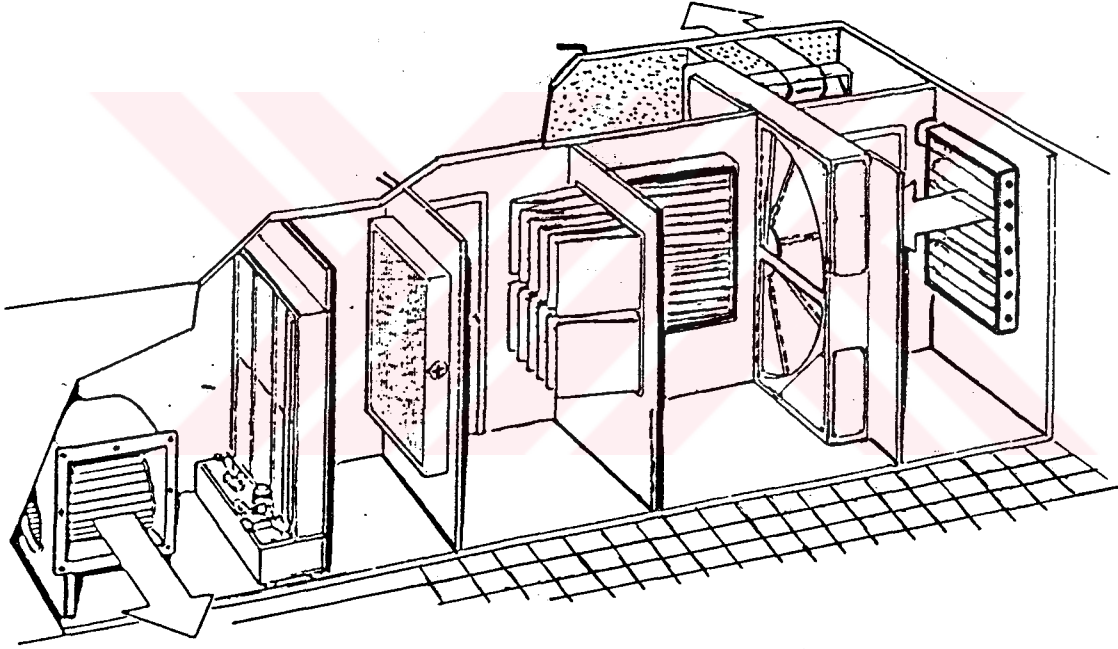
Döner tip eşanjörler düzgün bir destek yüzeyine monte edilmeleri şartıyla yatay veya düşey şekilde konumlandırılabilir. Şekil 5.34 de klima santraline veya kanal sistemine uygulama şekilleri gösterilmiştir.



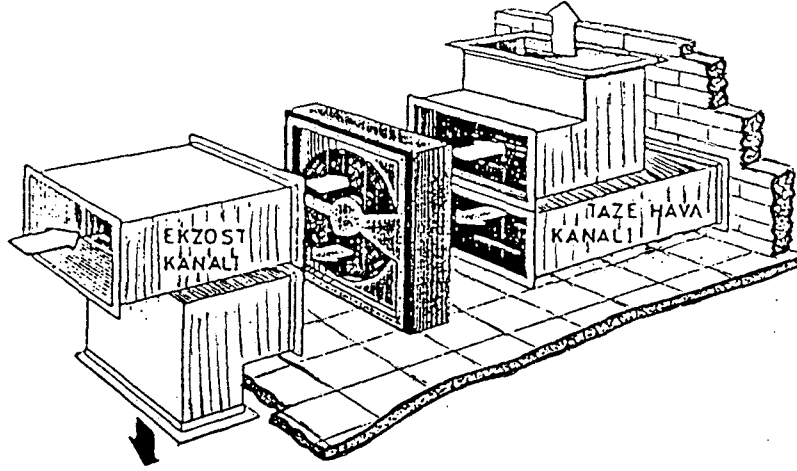
Şekil 5.34 Döner tip eşanjörün uygulama şekilleri (1)



Şekil 5.35 Döner tip eşanjörün uygulama şekilleri (2)



Şekil 5.36 Döner tip eşanjörün uygulama şekilleri (3)



Şekil 5.37 Döner tip eşanjörün uygulama şekilleri (4)

5.2.12. Bakım

Döner tip eşanjörler çok az bakım gerektirirler. Aşağıda belirtilen bakım işlem sırası en iyi verimliliği sağlar.

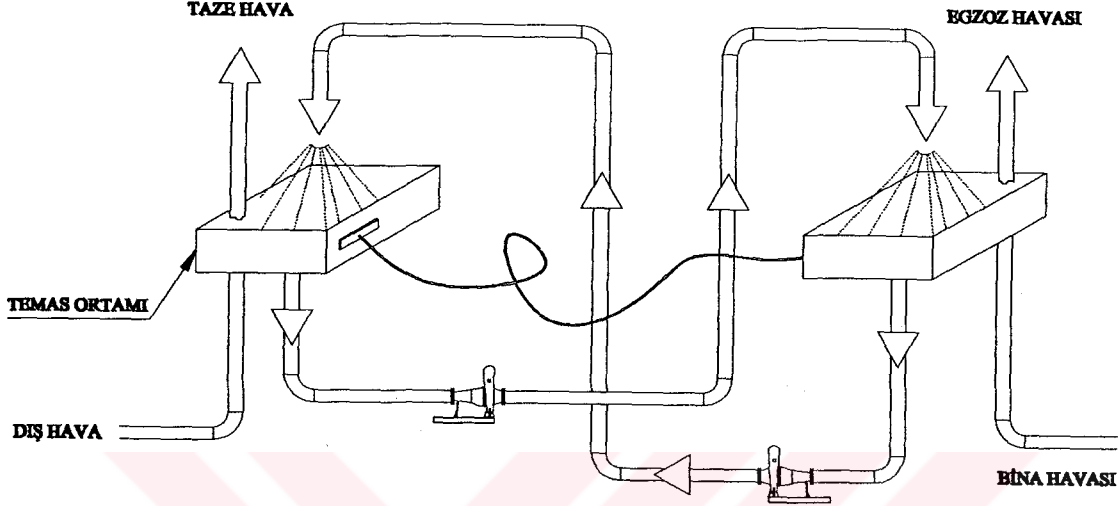
- Eğer eşanjör ortamı toz veya diğer yabancı maddelerin birikmesi sonucu kirlenmişse, imalatçının bakım talimatları doğrultusunda temizlenmelidir. Toplam ısı geri kazanımı için sıvı nem alıcı ile imal edilmiş eşanjör ortamı bu temizlik sırasında ıslatılmamalıdır.
- Tahrik motoru bakım ve alıştırılması imalatçının talimatlarına göre yapılmalıdır. Hız kontrol motorlarında bulunan komütatör ve fırçalar, indüksiyon motorlarından daha çok ve sık bakım-kontrol gerektirirler. Fırçalar gerektiğinde değiştirilecek ve komütatör periyodik olarak döndürülüp alttan kesilecektir.
- Eşanjör düzenli olarak uygun kayış veya zincir gerilimi kontrol edilmelidir.
- Yedek ve değiştirilen parçalar imalatçı talimatına uygun olmalıdır.

5.3. İKİZ KULE TİPİ ENTALPİ GERİ KAZANIM DEVRELERİ

5.3.1. Sistemin İncelenmesi-Genel Bilgi

Bu tip eşanjörler hava-sıvı ve sıvı-hava entalpi geri kazanım sistemlerinde bir sorbent (emici) sıvı sürekli olarak taze ve egzost hava akımı ile direkt temas halindedir. Bu sıvı, su

buharı ve ısıyı transfer eder. Sorbent çözelti genellikle lityum-klorid su gibi halojen tuz çözeltisidir. Pompalar taze hava ve egzost temas kuleleri arasında çözeltinin dolaşımını sağlar. Tipik konfor uygulamasında yaz şartlarında giriş havası soğutulur ve nemi alınır, kış şartlarında ise ısıtılıp nemlendirilir.



Şekil 5.38 İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresi

Dikey ve yatay hava akımlı temas kuleleri imalatı gerçekleştirilebilir. Temas kuleleri hava akış kapasiteleri 180000 m³/h debiye kadar temin edilmektedir.

Dikey kulelerde, taze ve egzost havaları, temas yüzeylerine ters akımlı ve dikey doğrultuda geçerken sorbent sıvısı yüksek temas verimliliklerine ulaşır. Yatay kulelerde ise hava akımları temas yüzeylerine dik akarken sorbent sıvısı ile temas verimi önemli derecede daha küçüktür.

Temas yüzeyleri genellikle metal olmayan malzemelerden yapılmaktadır. Temas yüzeyini geçen hava bir nem alan yastıktan geçirilerek sürüklenen sorbent çözeltisi varsa giderilmesi sağlanır. Kule kasaları ise (şase) koruyucu kaplamalı çelikten yapılır.

5.3.2. Tasarımda Dikkat Edilecek Hususlar

5.3.2.1. Çalışma sıcaklığı limitleri

İkiz kule tipi entalpi geri kazanım sistemleri esasen konfor şartlandırması sınırlarındaki işletme sıcaklıkları için dizayn edilirler. Endüstriyel fırınlar gibi yüksek sıcaklık uygulamaları için elverişli değildirler.

Yaz aylarında bu sistem bina taze hava sıcaklığının 46°C gibi değerlerinde çalışır. Kış aylarında sorbent sıvısı etkili bir antifiriz olduğundan donma problemi olmaksızın - 40°C'larda bile rahatlıkla çalışır.

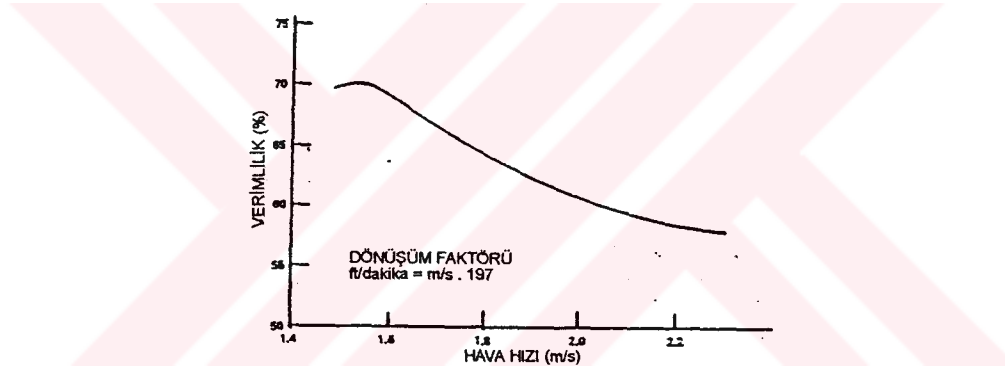
5.3.2.2. Statik basınç etkileri

Taze ve egzost havası temas kuleleri yalnızca sorbent iletim boruları ile bağlantılı olduğundan taze ve egzost havası fanları neresi uygunsa oraya yerleştirilebilir. Temas kuleleri genellikle hava giriş statik basıncı - 1.5 kPa ile 1.5 kPa arasında çalışabilir.

Egzost temas kuleleri, hava temas kulesi içi statik basıncından daha yüksek basınçta herhangi bir kirlenme ve sızıntı olmaksızın çalıştırılabilir.

5.3.2.3. Entalpi geri kazanım verimliliği

Şekil 5.39 da ikiz kule sistemi için tipik bir entalpi geri kazanım verimliliği gösterilmektedir. Verimlilik temas kulesi yüzeyindeki hava hızının fonksiyonu olarak gösterilmiştir.

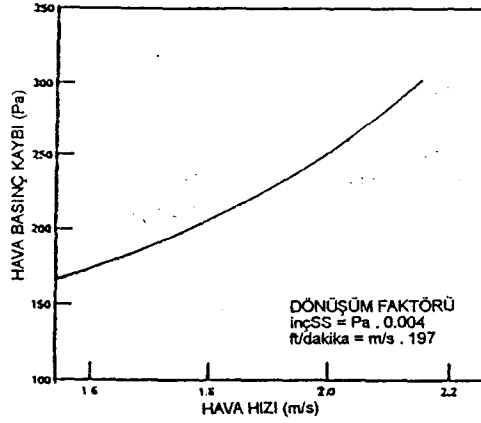


Şekil 5.39 İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde Toplam enerji geri kazanım verimliliği

5.3.2.4. Hava akımı ve basınç düşüşü

Şekil 5.40 ikiz kule sistemi için tipik bir hava hızı eğrisini göstermektedir. Temas yüzeyleri genelde 1.5 m/s ile 2.2 m/s arasındaki hava hızlarında çalışmak üzere dizayn edilirler.

Hava tarafı basınç düşüşü 170 Pa ile 300 Pa arasında değişir.



Şekil 5.40 İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde Hava tarafı basınç düşümü

5.3.2.5. Karşı kirleticilik

Partikül kirleticiliği, ıslanmış partiküller sorbent çözeltisi içinde kaldığından ve daha sonra filtrelendirildiğinden meydana gelmez.

Sınırlı miktarda gaz karşı kirleticiliği oluşturabilir, bu ise gazın sorbent çözeltisi içinde çözünürlüğüne bağlıdır. Sülfür hekzaflorid kullanımı ile yapılan gaz kirleticiliği testinde, ikiz kule tipi sistemi karşı kirleticilik oranının 0.025 % mertebelerinde olduğu belirlenmiştir.

Sorbent çözeltileri (özellikle klorlu tuz çözeltileri) bakteri yok edicidir. İkiz kule sistemlerinde kullanılan lityum klorit ise virüslere karşı yok edicidir. Mikroorganizma testlerinde bu durum saptanmıştır. Kullanılan temas kulelerinde belirlenen sonuçlara göre de taze veya egzost havası içinde bulunan bakterilerin 94 %'ünün efektif olarak giderildiği gözlemlenmiştir.

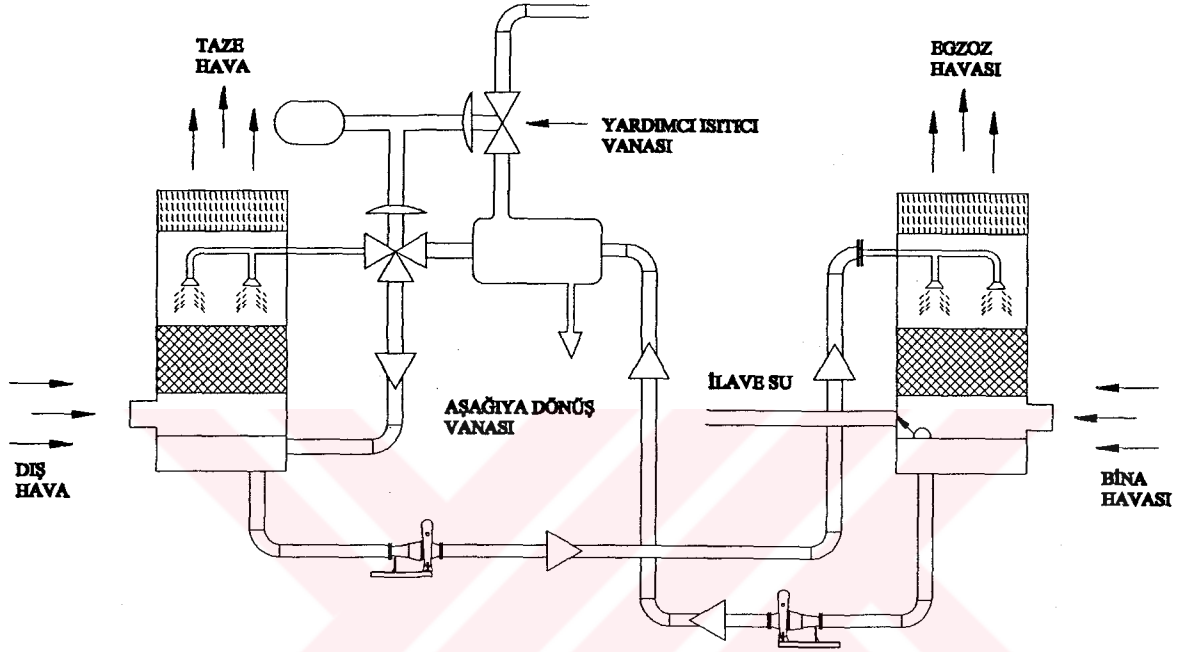
5.3.2.6. Bina veya proses atık madde kirleticilerinin etkisi

Eğer binada veya proses egzostunda iplik, tiftik, hayvan kılı, veya diğer katılar gibi büyük miktarda kirleticiler mevcutsa egzost hava akımı, temas kulesi öncesi filtre donanımından geçirilmelidir.

Eğer binada veya proses egzostunda kimyasal gazlar ve hidrokarbonlar gibi gaz kirleticiler mevcutsa karşı kirleticilik olasılığı ve sorbent çözeltisi üzerine etkileri dikkate alınmalı ve incelenmelidir.

5.3.2.7. Kış işletmesi

Soğuk iklimlerde nemlilik kontrol uygulamalarında ikiz kule sistemi kullanıldığında, doyma etkileri (diğer cihazlarda yoğuşma, kar ve buz oluşumuna neden olabilir) ile ikiz kule sisteminde sorbent çözeltisi aşırı sulanabilir. Sorbent çözeltisinin taze hava temas kulesi öncesi bir yardımcı ısıtıcı ile ısıtılması sulanmaya engel olabilir. (Şekil 5.41)



Şekil 5.41 İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde Kış çalışması ve kontrolü

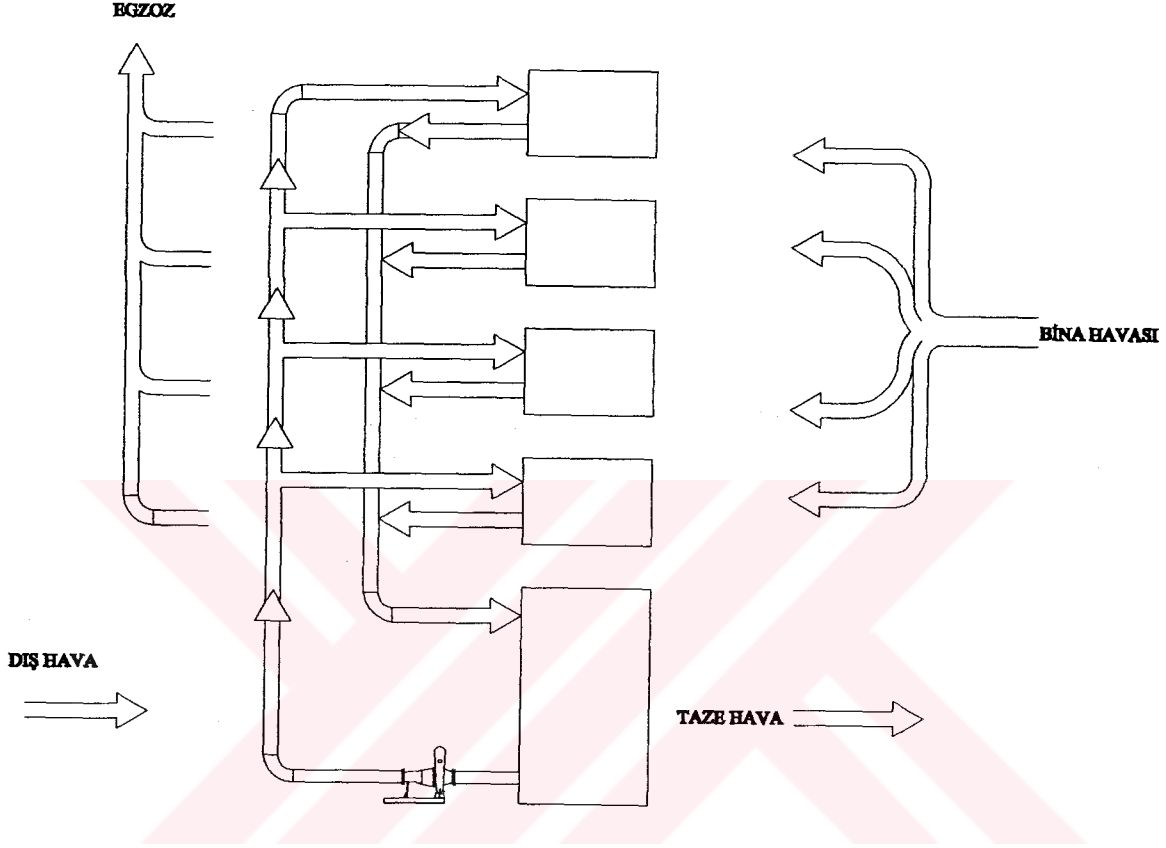
Bu ısıtma taze hava temas kulesini terkeden havanın çıkış sıcaklık ve nemliliğini yükseltir, böylece sistemin nemliliği ve aşırı sulanması önlenip dengelenmiş olur.

Bir termostat duyar elemanı taze hava temas kulesinin hava çıkışından aldığı uyarı ile çözelti ısıtıcıyı kontrol etmekte kullanılmaktadır, böylelikle dış sıcaklıktan bağımsız, sabit hava sıcaklığı sağlanır.

Sorbent çözeltisine otomatik olarak şamandıralı kontrol sistemiyle su ilave edilmesi, sorbent çözeltisini sabit konsantrasyonda tutar ve ikiz kule sistemi soğuk havalarda sabit nemlilikte taze hava sağlar.

5.3.2.8. Çok sayıda kulenin kullanılması

Herhangi sayıda taze hava kulesi, herhangi sayıda egzost kulesi ile birlikte kullanılabilir. Eğer taze ve egzost havası kulelerinde yeterli yükseklik farkı varsa yerçekimi sorbent çözeltilisinin üst kule veya kulelerden geri dönüşünde kullanılabilir. (Şekil 5.41)



Şekil 5.42 İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde Çok sayıda kulenin kullanımı

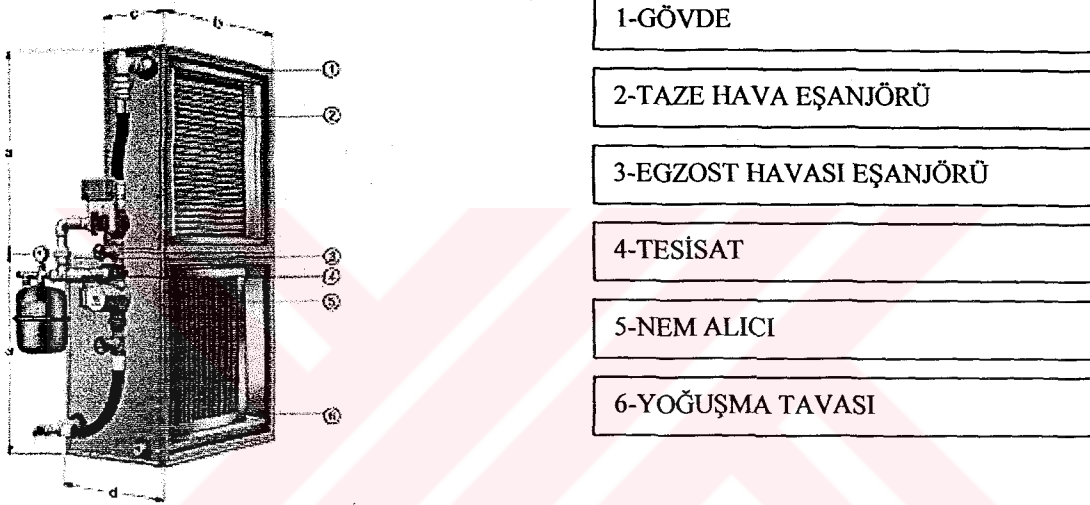
5.3.3. Bakım

İkiz kule tipi ısı geri kazanım sistemleri yalnızca düzenli periyotlarla bakım gerektirirler. Komple bakım işlemleri, yedek parça listeleri her uygulama ile ilgili talimatnamelerinde bulunabilir. Periyodik olarak sirkülasyon pompaları püskürtme nozülleri, sıvı transfer kontrolleri ve damlacık alıcı yastıklar kontrol ayarlama veya bakıma gereksinim duyabilir. İnhibitörlü halid (klorlu) tuz çözeltileri ikiz kule sistemlerinde enerji transfer ortamı olarak kullanılır. İmalatçıların teknik destek (çözelti izleme ve konsantrasyon değişimi raporlama, inhibitör miktarı ve PH gibi konularda) vermesi ve böylece maksimum verimliliğin sağlanması gereklidir.

5.4. SERPANTİN DEVRELİ (DOLAŞIMLI) ENERJİ GERİ KAZANIM DEVRELERİ

5.4.1. Genel Bilgi

Tipik bir serpantin devreli ısı geri kazanım sistemi Şekil 5.43 de gösterilmektedir. Serpantin devreli enerji kazanım sistemleri bina veya prosesin egzost ve taze hava akımlarına yerleştirilmiş kanatlı borulu su bataryalarından oluşur. Bataryalar birbirlerine ters akımlı olarak düzenlenmiş bir boru devresi ile bağlıdır. Serpantin devresinde bir ara ısı taşıyıcı akışkan (tipik olarak su veya donması geciktirilmiş çözelti) pompalanarak devreder.



Şekil 5.43 Serpantin devreli enerji geri kazanım cihazı

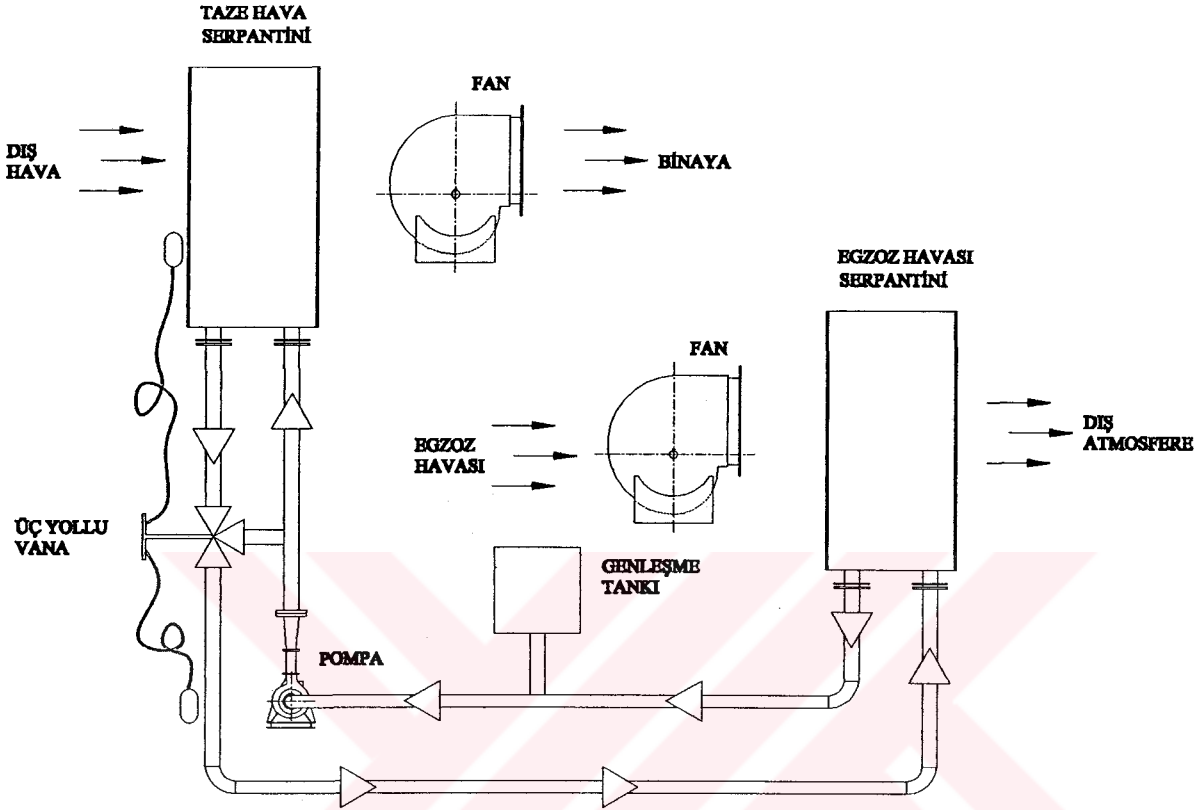
Sistem enerji transferini sıcak hava akımından soğuk hava akımına doğru sağlar. Tipik konfordan konfora uygulamalarda, sistem mevsime göre tersinebilirler. Dış hava egzost havasından soğuk ise ön ısıtılır, dış hava egzost havasından sıcak ise ön soğutulur. Sistem genelde duyulur ısı geri kazanımı için kullanılır.

5.4.2. Donmaya Karşı Korunma

Nem, egzost havası geçiş kanallarında donmamalıdır. Egzost bataryası üzerinde meydana gelebilecek don teşekkülünün önlenmesi amaçlı kullanılan üç yollu sıcaklık kontrol vanasının iki amacı daha vardır.

- Vana egzost bataryasına giren çözelti sıcaklığını -1°C altına düşürmeksizin giriş çözeltisi sıcaklığını sağlamak üzere kontrol edilir. Bu, çözeltinin bir miktarının taze hava bataryasından by-pass edilmesi ile sağlanır.

- b) Vana geri kazanılan enerjinin sınırlandırılması gerektiği uygulamalarda taze hava çıkışındaki hava sıcaklığının belirtilen değeri aşmamasını sağlar.



Şekil 5.44 Serpantin devreli enerji geri kazanım devresi

5.4.3. Sistemin Özellikleri

Serpantin devreli enerji geri kazanım sistemleri esnek yapıda olup yeni ve endüstriyel uygulamalar için uyumludur. Sistem birbirinden uzak taze ve egzost kanallarına yerleştirilir ve aynı anda birçok kaynak ve kullanım yeri arasında enerji transferi sağlar. Çalışma akışkanının genleşme ve daralmasını sağlamak için sisteme bir genleşme tankı ilave edilmelidir.

Kapalı bir genleşme tankı etilen-glikol kullanılıyorsa oksidasyonu en aza indirger. Sistemi oluşturmak için standart kanatlı borulu su serpantinleri kullanılmış olabilir. Bu durumda serpantin, alın yüzeyi hızı ve basınç düşümü seçiminde imalatçı tasarım eğrileri ve verim değerleri kullanılmalıdır. Gözönünde bulundurulması gereken bir konu da düşük batarya

yüzeysel hızlarının düşük olmasının ilk yatırım masraflarını, yüksek olmasının da işletme masraflarının arttıracığıdır (optimum 1.5 ile 3 m/s arası).

5.4.4. Verimlilik

Serpantin devreli ısı geri kazanım sistemi öncelikle bir ısıtma cihazıdır. Su buharını bir hava akımından diğerine transfer edemediği için sistem öncelikle duyulur ısıyı geri kazanmak için kullanılır. (Taze hava akımının ön ısıtılması gibi)

En ekonomik verimli çalışma için, eşit hava akımı hızları ve yoğuşmasız durumda, tipik verimlilik değerleri 60 % ile 65 % arasında değişir. Egzost havasının miktarını aştığı ve/veya egzost havasının yüksek bir nem seviyesine sahip olduğu uygulamalarda taze hava sıcaklığı, iki hava akımı arasındaki sıcaklık farkının 85 %'e ulaşan değerine çıkabilir.

En çok net ekonomik geri kazanım için en yüksek verimlilik gerekli değildir. En büyük verimlilik için etmenler aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Dış hava sıcaklığı
- Isıtma soğutma yükü
- Sistemin işletme maliyetleri
- Sistemin işletme süresi
- Coğrafik yerleşim ve yapı

Tipik olarak serpantin devreli ısı geri kazanım ünitelerinin duyulur ısı verimliliği dış hava sıcaklığından bağımsızdır. Bununla birlikte kapasite kontrolü yapılan bir sistemde ise duyulur ısı verimliliği dış hava sıcaklığı arttıkça azalır.

5.4.5. Konstrüksiyon Malzemeleri

Çalışma koşullarında ilgili serpantin kısımları uygun malzemelerden imal edilmelidir. Konfor-konfor uygulamalarında standart serpantin yeterlidir. Proses-proses ve proses-konfor uygulamalarında yüksek sıcaklık etkisi, yoğun maddeler, korozif maddeler ve serpantin üzerinde birikebilen maddeler serpantin konstrüksiyonunda dikkate alınmalıdır.

Yüksek sıcaklıklarda (240°C'nin üstü) kanat-boru birleşim kesitinin sürekliliğinin bulunması gereklidir. Yoğuşma ve diğer olumsuz şartlar özel batarya konstrüksiyonu ve/veya kaplama gerektirmektedirler.

5.4.6. Karşı Kirlenme

hava akımlarının tamamıyla ayrılmış olması taze hava ve egzost hava akımlarının birbirlerine karşı kirlenmelerini ortadan kaldırmıştır.

5.4.7. Bakım

Serpantin devreli ısı geri kazanım çevrimi sistemi çok az bakım gerektirir. Hareket eden parçalar olarak yalnızca sirkülasyon pompası ve üç yollu kontrol vanası bulunur. Bununla beraber aşağıda belirtilen çalışma koşulları optimum çalışma sağlar. Bunlar hava akımlarının filtre edilmesi, serpantin yüzeylerinin temizlenmesi, pompa ve vananın periyodik bakımı ve transfer akışkanının özellikleridir.

Bataryalar buhar, basınçlı hava, sıcak sabunlu su, uygun çözücüler ile temizlenebilir. Eğer egzost havası bataryası sık temizlenmeyi gerektiriyorsa otomatik yıkama sistemleri monte edilmelidir.

Etilen-glikol karışımları 135°C'in üzerinde kullanılmamalıdır. Çünkü bu sıcaklık aşıldığında etilen-glikolün yapısı çözünerek asidik çamura dönüşür. Eğer antifriz kullanmak şart ise ve egzost havası sıcaklığı 135°C'in üzerinde ise susuz sentetik ısı transfer akışkanları kullanılabilir.

5.5. ISI BORULU ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ

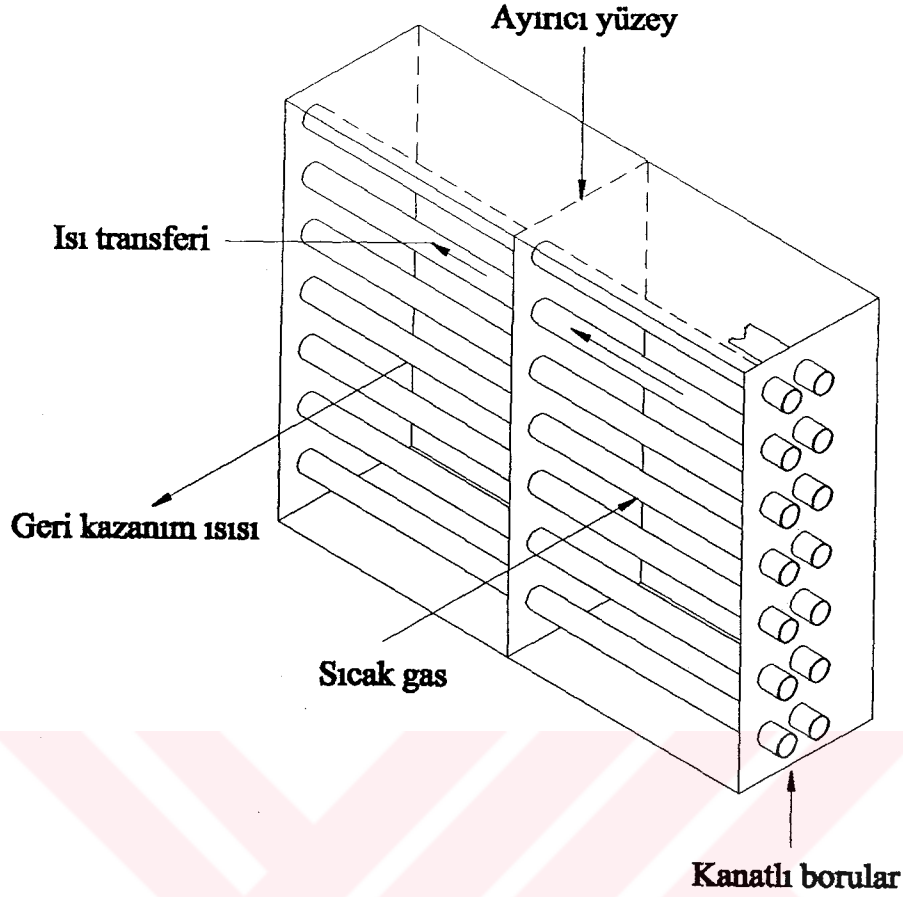
5.5.1. Genel Bilgi

Isı borulu ısı değiştiriciler gaz-gaz ısı geri kazanımında kullanılan cihazlar olup, konvansiyonel hava soğutmalı ısı değiştiriciler gibi ısı borularının kanatlı paket üniteler olarak imalatı ile gerçekleştirilirler. Hareket eden parçası olmayan bu pasif enerji geri kazanım üniteleri, standart bataryalara çok benzeseler de esasen iki yönden farklılık gösterirler;

- a) Her bir sıvı borusu (tüp) bir dirsekle veya başlıkla diğerine bağlanan bir tüpten ziyade, tek başına bir ısı borusudur.
- b) Isı borulu eşanjörler iki hava akımı yoluna bölünmüşlerdir (Şekil 5.45). Sıcak hava eşanjörünün bir tarafından akarken soğuk hava diğer taraftan ters yönde akar (eğer ters akımlı dizayn edilmişse)

Isı borusu sızdırmaz kapalı bir hacim içindeki Şekil 5.46 daki gibi iç yüzeyinde kapılar basınç ve sıvı dolaşımını sağlayan fitil bulunan bir yapıdadır.

Isı borusu fitili, çalışma akışkanını sıvı olarak içinde bulundurur. Isı borusunun bir ucuna ısı uygulandığında, bu uçta fitil içinde bulunan çalışma akışkanı buharlaşır.

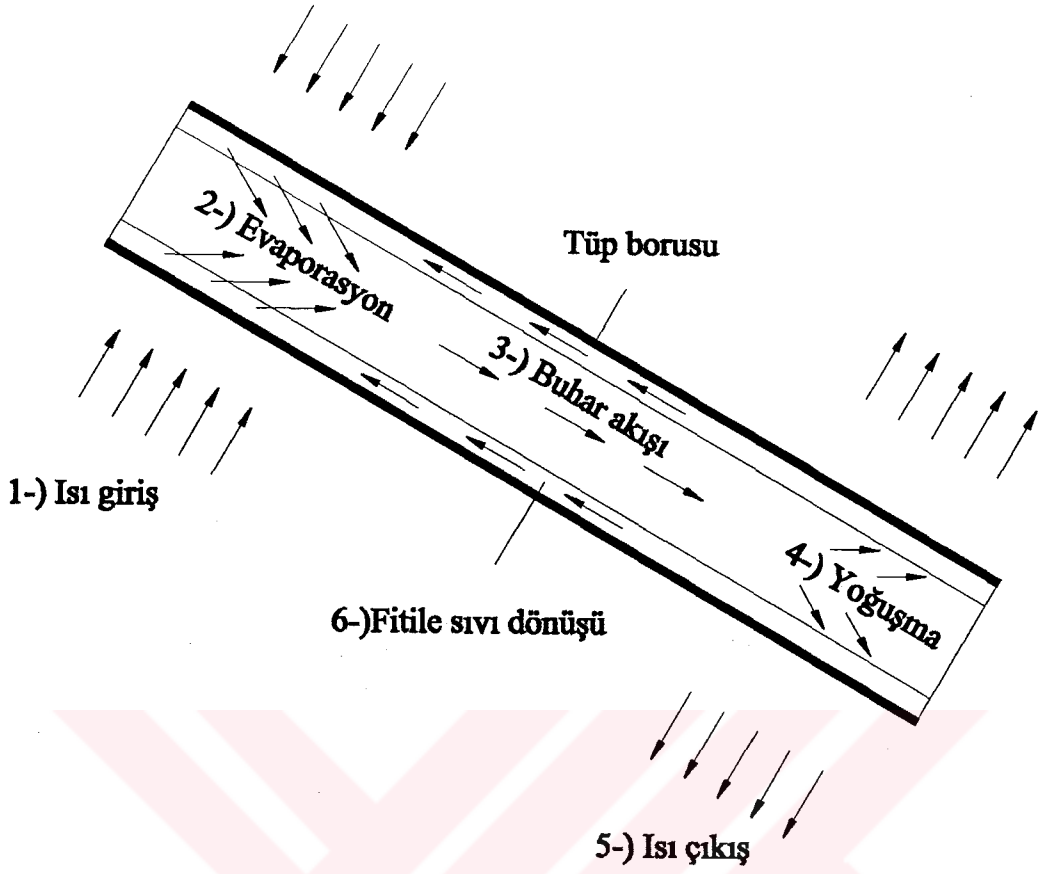


Şekil 5.45 Isı borulu ısı değıştircinin plandan görünüşü

Bu buhar ısı borusunun soğuk ucuna doğru hareket eder ve burada yoğuşarak buharlaşma ısını (gizli ısı) geri verir ve fitile sıvı olarak geri döner. Bu yoğuşan çalışma akışkanı kapılar basınç etkisi ile buharlaştırıcı bölgesine pompalanır.

Sıvının buharlaştırıcı bölgesine dönüşünü kapılar hareket sağladığında, ısı borusunun verimliliği yataydan eğimine, fitil gözenek boyutuna (mesh sayısı) çalışma akışkanının yüzey gerilim katsayısına bağlı bir fonksiyondur. Transfer edilen ısı miktarı çalışma akışkanın gizli ısı ile bağlantılı olup yüksek gizli ısılı çalışma akışkanı tercih olunabilir.

Gaz-gaz ısı değıştircide ısı borularının buharlaştırıcı bölgesi sıcak gaz akımı tarafında, yoğuşurucu bölgesi sıcak gaz akımı tarafında, yoğuşurucu bölgesi ise soğuk gaz akımı tarafındadır. Isı değıştirci arasında gaz akımının maksimum verimlilik için ters yönlü paralel akım biçiminde olması istenir. Normal ısı boruları yatay durumda monte edilir ve ısı borulu ısı değıştircinin bulunduğu yerde sıcak ve soğuk gaz kanalları komşu (bitişik) olmak zorundadır.



Şekil 5.46 Isı borulu ısı değiştiricinin çalışma prensibi

Bazı imalatlarda ısı borusunun eğiminin yavaş yavaş değiştirilmesiyle buharlaştırıcının, yoğuşturucunun üzerinde olması sağlanarak ısı transferinin sıfır değerine kadar azaltılıp kontrolü sağlanabilmektedir.

Isı borusu tüpleri özel fitil yerleştirilmiş durumda, vakumlanarak uygun çalışma akışkanları ile doldurulur ve sızdırmaz hale getirilir. Isı borularında kullanılan uygun çalışma akışkanları Tablo 5.3 de verilmiştir.

Isı borulu ısı değiştiricilerde kullanılan kanatlı boru yapısındaki kanatlar oluklu levha, düz levha veya spiral tipte olabilir. Kanat tasarım ve borular arası mesafe belirli bir alın yüzeyi hızı için basınç düşümünde farklılıklara neden olur.

Isı borusundaki ısı aktarma mekanizmasıyla, örneğin bakırın iletkenliği ısı transferi bakımından 1000 kez daha fazla ısı transfer hızlarına ulaşabilir.

ÇALIŞMA AKIŞKANI	KAYNAMA NOKTASI(°C)	DONMA NOKTASI(°C)	KRİTİK ÖZELLİKLER SICAKLIK(°C)	KRİTİK ÖZELLİKLER BASINÇ(bar)	KULLANIM BÖLGESİ (°C)
SU	100	0	374.15	221	30-200
METHANOL	65	-97.8	240.1	79.77	10-130
ETHANOL	78.6	-117.3	243.2	63.94	0-130
PENTAN	28	-130	193.85	29.3	(-20)-(+120)
HEPTAN	98	-90	264.55	26.2	0-150
AMONYAK	-33	-78	133.65	116	(-60)-(+100)
ASETON	57	-95	235	47.57	0-120
FREON-11	23.82	-111	198	44.06	(-40)-(+120)
FREON-12	-29.79	-158	112	41.13	(-40)-(+100)
FREON-21	8.92	-135	178.5	51.68	(-40)-(+120)
FREON-113	47.57	-35	214.1	34.37	(-10)-(+100)
FREON-114	3.77	-94	145.7	32.59	(-40)-(+120)
FLUTEC PP2	76	-50	-	-	10-160
FLUTEC PP9	160	-70	-	-	0-225

Tablo 5.3 Düşük sıcaklık uygulamaları için bazı ısı borusu çalışma akışkanları

Isı boruları küçük sıcaklık düşümleri ile enerjiyi transfer eder, buna göre ısı aktarma işlemi izotermal gibi ele alınabilir. Bununla birlikte ısı borusu tüp et kalınlığında, fitilde ve akışkanda küçük sıcaklık düşüşleri vardır.

Isı boruları fitil tasarımı, tüp çapı, çalışma akışını özellikleri ve ısı borusunun yataya göre konumu gibi özellikler ile bağlantı sonlu bir ısı transfer kapasitesine sahiptir.

5.5.2. Yüzey Hızı ve Basınç Düşümü

Isı borulu ısı değiştiriciler için yüzey hızı 2m/sn. ÷ 4,1m/sn. arasında ve genellikle 2,5m/sn. 'dir. Dizayn edilen yüzey hızları genelde geri kazanım performansından ziyade müsaade edilebilir basınç düşümüne göre seçilir.

%60 verimlilik basınç düşümü, 2m/sn. için 100Pa ÷ 175Pa ve 4m/sn. hız için 375Pa ÷ 500Pa arasındadır. Geri kazanımın verimi hızın artmasıyla azalır. Fakat verimdeki azalma basınç düşümündeki artış kadar hızlı olmaz.

5.5.3. Konstrüksiyon Malzemeleri

Bakır ısı borusu tüpleriyle alüminyum kanatlar normal olarak iklimlendirme sistemlerinde kullanılmaktadır. Tüpler ve kanatlar genellikle malzemelerin ayrı ısıl genleşmeleri problemlerinden sakınmak için aynı malzemedен imal edilmiştir.

Egzost sıcaklığının 220°C 'in altında olması durumunda ısı borulu ısı değiştiriciler sıklıkla alüminyum boru ve kanatlardan imal edilirler. Yakın verimlilikte bakır ısı boruları, alüminyum olanlardan daha pahalıdır.

Bakır üniteler genellikle yalnızca, alüminyum üniteler için korozyon ve temizleme problemlerinin bulunduğu durumlarda kullanılır. Korozyonlu atmosferler için kanatlı borular koruyucu kaplamalar ile, ısı verime en az etki yapacak biçimde kaplanabilir.

Isı borulu ısı değiştiriciler 220°C 'nin üzerinde genellikle çelik boru ve kanatlardan imal edilirler, kanatlar genellikle paslanmayı, önlemek için özel olarak kaplanır (alüminize). Özel uygulamalar için ayrı malzeme ve/veya çalışma akışkanları kullanılan özel tasarımlar yapılabilir.

5.5.4. Çalışma Sıcaklığı Bölgesi

Çalışma akışkanının seçimi onun uzun süreli çalışabilmesi bakımından da önemlidir. Çalışma akışkanı, yüksek buharlaşma gizli ısısı, yüksek yüzey gerilimi ve çalışma bölgesinde düşük sıvı viskozitesi yanında ayrıca bu sıcaklık bölgesinde ısı kararlı olmalıdır.

Çalışma akışkanının yoğuşmayan gaz oluşturabilme gibi özelliği olması durumunda ise verimin azalması söz konusudur. Böyle bir özellik de bu nedenle istenmez.

5.5.5. Karşı Kirleticilik

Isı borulu ısı değiştiricilerde hava akımları arasındaki basınç farklılıklarının 12kPa değerine kadar sıfır karşı kirleticilik vardır. Karşı kirleticiliği önlemek için ek bir koruma iki hava akımı arasında havalandırmalı çift katlı ara duvar kullanılabilir. Bu ara hacme bitişik egzost kanalından herhangi bir sızıntı çekilir ve egzost edilir.

5.5.6. Verimlilik

Isı borusunun ısı transfer kapasitesi tasarım ve konumuna bağlıdır. Dizi sıra sayısının artması durumunda hız azalmasında verimlilik artmaktadır. Örneğin tüp sıra sayısının iki katına çıkması durumunda %60'larda olan efektif ısı değiştirici verimi %75 değerlerine artmaktadır.

Isı borusu ısı değiştirici ısı değişimi toplam dizi sıra sayısının bağlıdır. Böylece seri bağlı iki ünitenin, aynı dizi sıra sayısında tek ünitenin verimi ile eşdeğer olduğu belirtilebilir. Seri üniteler nakliye, temizleme ve bakım nedenleriyle sıklıkla kullanılır.

Isı borusunun ısı transfer kapasitesi, kabaca borunun iç çapının karesi ile orantılı artar. Örneğin belirli eğimde 25mm iç çaplı bir ısı borusu, 16mm iç çaplı ısı borusundan kabaca

2,5 kez daha fazla enerji transfer eder. Ayrıca büyük çaplı ısı boruları, büyük hava akımları için kullanılır ve yaz-kış çalışmalarını ayarlamak için seviye düzeyi gerektirirler.

Isı transferi kapasite limiti gerçekte ısı borusu uzunluğundan çok-kok kısa ısı boruları hariç-bağımsızdır. Örneğin 1,2m uzunluğundaki ısı borusu 2,4m uzunluğundaki ısı borusu ile aynı kapasiteye sahiptir. Ancak 2,4m uzunluğundaki ısı borusu; 1,2m olandan 2 kat daha fazla dış ısı transfer yüzeyine sahip olduğundan kapasite limitine daha çabuk ulaşacaktır.

Böylece belirli bir uygulama için, daha uzun olan ısı boruları gibi kapasite gereksinimlerini karşılamak daha güçtür. Böyle bir gereksinim daha yüksek bir alın yüzeyi ve kısa fakat daha çok ısı borusu ve aynı hava akım yüzey alanı ile sistemin verimliliği geliştirilerek sağlanır.

Kanat tasarımı ve aralıklarının (lamel hatvelerinin) seçimi iki hava akımının kirliliğine ve gerekli temizleme bakımına bağlıdır. İklimlendirme uygulamaları için 1,8mm kanat aralığı (lamel hatvesi) yaygındır.

Daha çok kullanılan 2,3mm ile 3,2mm lamel hatveleri ise endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Kirli egzost tarafından daha geniş lamel hatveleri kirlenmeyi azaltmak, basınç düşümünü azaltmak ve verimde de değişiklik (azalma) oluşturmamak amaçlı kullanılır.

5.5.7. Yoğuşma ve Donma

Egzost havasından taşınan nemin yoğuşması düşük dış hava sıcaklıklarında donabilir. Bu buzlanma ısı değiştiriciye zarar vermezken enerji geri kazanımın azalmasına ve egzost tarafının basınç düşümünün artmasından egzost hava akımının azalmasına sebep olur.

5.5.8. Kontrol Sistemleri

Isı borusunun eğiminin değişmesi, onun transfer ettiği ısı transfer miktarının kontrol edilmesini sağlar. Isı borusunun sıcak tarafı yatayın altında olması durumu yoğuşan akışkanın buharlaştırıcı (sıcak) bölgesine geri akışkanı kolaylaştırır. Ters durumda buharlaştırıcı yatayın üzerinde ise bu akış zorlaşır. Bu özellik ısı borulu ısı değiştiricinin verimliliğini ayarlama kullanılabilir.

Pratikte gerçekleştirilen uygulamalarda, eğim kontrolü eşanjör kasasının ortasında bulunan bir dönme eksenini boyunca sağlanır ve ısı değiştiricinin bir ucunda bulunan sıcaklık duyar elemanından alınan uyarı ile tahrik edilir. Kullanılan esnek yapı sayesinde küçük eğim

değişiklikleri sağlanabilir (maksimum 6°). Eğim kontrolünden istenen aşağıda belirtilen üç fonksiyonu karşılamasıdır;

- a) Taze havanın ısıtılmasından, taze havanın soğutulmasına (ısı akışının ters yöne dönmesi), mevsimsel değişimler olduğunda geçişi sağlamalıdır.
- b) İstenen taze hava sıcaklığını sağlamak için verimliliği ayarlamak. Bu çeşit bir ayarlama özellikle iç bölgelerde geniş binalarda aşırı ısınmadan korunmak için gereklidir.
- c) Düşük dış hava sıcaklıklarında buz oluşumunu engellemek için verimliliği azaltmak. Verimliliğin azalması ile, egzost havası üniteyi daha ılık sıcaklıkta terk edecek ve buz oluşum koşullarının üzerinde kalacaktır.

Diğer kontrol yöntemlerinden alın veya by-pass damperleri ve ön ısıtıcıların kullanılması, özel fonksiyonlu uygulamalarda kullanılabilir.

5.5.9. Bakım

Kirlenme çeşitlerine bağlı olarak uygun bir bakım şekli seçilmelidir. Örneğin mutfak egzostunda biriken yağlar çoğunlukla otomatik yıkama sistemleriyle uzaklaştırılır. Diğer kir çeşitleri, ünitelerin elle kumandalı sprej temizlemeyi, bir tank içinde yıkamayı veya is üfleyicilerden yararlanmayı gerektirir.

5.6. TERMOSİFON TİP EŞANJÖRLER

5.6.1. Genel Bilgi

İki fazlı termosifon ısı değiştiriciler sızdırmaz sistemler olup bir buharlaştırıcı, bir yoğuşturucu, bağlantı borusu ve arada çalışma akışkanından (sıvı ve buhar fazında mevcut) oluşur. İki ayrı tipte termosifon kullanılmaktadır.

- a) Sızdırmaz boru devresi
- b) Serpantin devresi

Birinci tipte buharlaştırıcı ve yoğuşturucu genellikle düz, aynı termosifon borularının iki karşı ucundadır ve egzost ve taze hava kanalları birbirine yakındır (ısı borulu sistemdeki düzenleme ve yerleştirilişe benzer).

İkinci tipte buharlaştırıcı ve yoğuşturucu serpantinleri ayrı ayrı kanallara yerleştirilmiş ve çalışma akışkanı boruları ile bağlantılıdır (düzenleme serpantinli enerji geri kazanımı devresi ile hemen hemen aynıdır).

Termosifon sistemlerde, sıcaklık farklılığı ve yerçekimi kuvveti çalışma akışkanının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu arasındaki dolaşımını sağlar. Buharlaştırıcıda buharlaşan çalışma akışkanı, yoğuşturucuda yoğuşup tekrar buharlaştırıcıya geri döner ve çevrim tekrarlanır.

Sonuç olarak termosifonun yerleştiriliş biçimine göre ısı tek yönlü veya çok yönlü olarak transfer edilebilir. Isı borularının çalışma ve biçimine benzer olmakla birlikte termosifon boruları iki farklı duruma sahiptir.

1. İç yüzeylerinde fitile sahip değildir ve yoğuşan sıvının buharlaştırıcıya dönüşünde yalnızca yerçekimi etkisi kullanılır, oysa ısı borularında kapilar kuvvet etkisinden yararlanır.
2. Termosifon boruları, en azından başlangıçta çekirdekli buharlaşmaya bağımlıdır, oysa ısı boruları sıvı buhar ara fazında geniş bir yüzeyden sıvıyı buharlaştırır.

Termosifon devreleri diğer serpantinli enerji kazanımlı sistemlerden pompa gerektirmemesi, dış güç gereksinimi olmaması ve serpantinlerin buharlaştırma ve yoğuşmaya uygun olmasıyla ayrılır.

5.6.2. Çalışma Prensibi

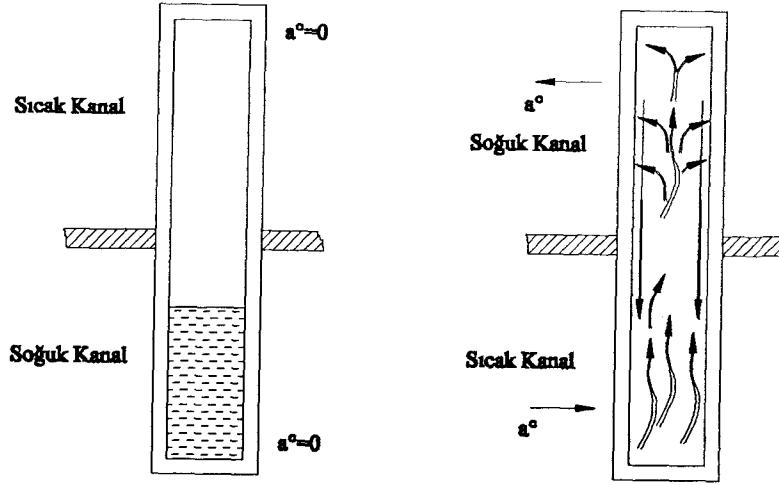
Bir termosifon sızdırmaz bir sistem olup iki fazlı çalışma akışkanı bulundurur. Sistemin buhar ve sıvı içeren parçaları nedeniyle termosifon içindeki basınç sıvı-buhar ara fazındaki sıvı sıcaklığına bağlıdır.

Termosifonun bulunduğu ortamlar, iki bölgesi arasında sıcaklık farklılığına neden olduğunda, sıvı-buhar ara fazında, buhar-basınç farklılığı ılık bölgeden soğuk bölgeye buhar akışını sağlar. Akış soğuk bölgede yoğuşma ve ılık bölgede buharlaşma ile beslenir.

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcının yerleşim durumuna göre yoğuşan akışkan buharlaştırıcı bölgesine yerçekimi etkisiyle geri döner ve bu işlemler ısı çekimi ve verilme süresince çevrimsel olarak tekrarlanır.(Şekil 5.47)

5.6.3. İki Fazlı Termosifonun Özellikleri

Termosifonun geometrik yerleştirilişi, iki kanat arasındaki sıcaklık farklılığı, boru çapları ve uzunlukları, çalışma miktarı ve tipi bu ünitelerin çalışma karakteristiklerini etkiler. Eğer yerleşim, kanalların iki tarafında sıvı seviyesi yüksek olacak gibi ise, Şekil 5.47 ve Şekil 5.48 termosifon sistemi her iki tarafa, iki yönlü ısı transfer edilebilir.



Şekil 5.47 Tek yönlü ısı transfer eden sızdırmaz boru tipi termosifon

Eğer yerleşim, sıvının yerçekimi ile geri dönebileceği düzeyde ise, ısı transferi tek yönlü olarak sıvının birikmediği tarafa doğru gerçekleşir, diğer yöne ısı transferi olmaz, termaldiyot etkisi sözkonusudur. (Şekil 5.47, Şekil 5.49)

Bu özellik bazı uygulamalarda avantajlı olabilir, örneğin buharlaştırıcı bölgesi güneş enerjisi toplayıcısının absorberi olan bir uygulamada, güneş mevcutken ısı yoğunlaştırıcı bölgesine (ısıtılan akışkana) aktarılırken, toplayıcı (buharlaştırıcı) sıcaklığı, yoğunlaştırıcı sıcaklığının altına düşerse ısı aktarma durur, bu herhangi bir yardımcı kontrol ünitesi olmaksızın sağlanır.

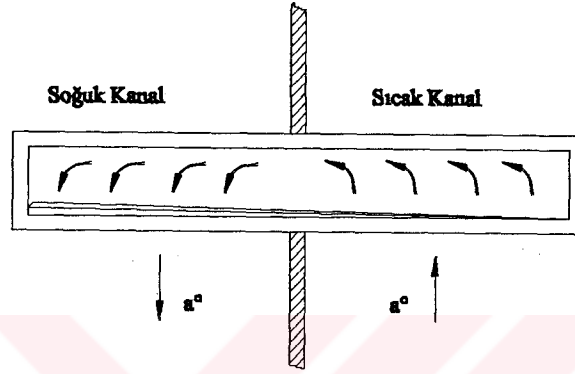
Termosifon sistemleri 0°C ve çekirdekli kaynamaya başlama sıcaklığı arasında değişen sıcaklık farklılıklarında çalıştığı zaman histerisiz davranışı gösterebilir ve başlangıç buharlaşması için yüksek sıcaklık farklılıkları gerekebilir. Histerisiz etkilerini en aza indirmek için çalışma sıcaklıklarında yüksek basınçlı çalışma akışkanı kullanılmış olmalıdır. Bu, termosifonun düşük sıcaklık farklılıklarında çalıştırılması durumlarında gereklidir.

5.6.4. Sızdırmaz Boru Tipi Termosifon

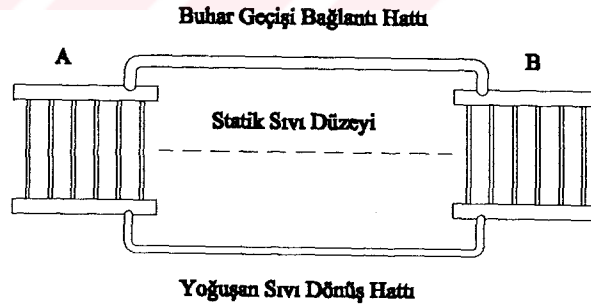
Sızdırmaz boru tipi termosifonlar egzost ve temiz hava kanalları komşu olduğunda kullanılmaktadır. Bu tip termosifon çalışma karakteristikleri, uygulamaları ve sınıflandırmaları ısı borulu ısı değiştiricilere benzerdir.

İki yönde ısı transfer eden sistemlerde borular yatay olarak monte edilir ve termosifon verimliliği, borunun aynı doğrultuda olmadan sapma durumunda ısı borusu verimliliğinden daha hassas olarak etkilenir.

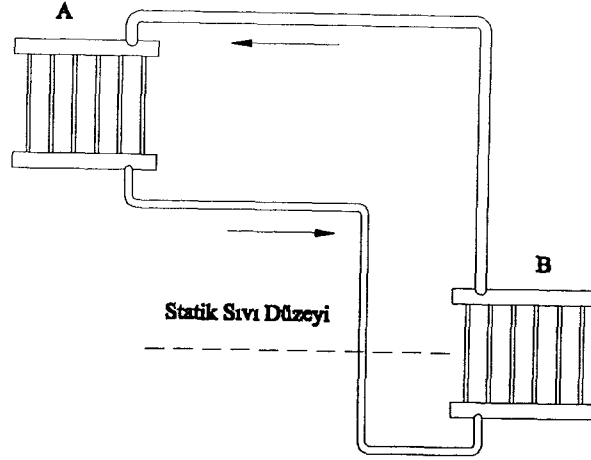
Çünkü termosifonda sıvının geri dönüşü yalnızca yerçekimi etkisiyle gerçekleştirilirken, ısı borusunda kapilar kuvvetlerin etkisi de vardır. Bütün sıvı borunun bir ucunda birikirse, ısı transferi durur.



Şekil 5.48 İki yönlü ısı transfer eden sızdırmaz boru tipi termosifon



Şekil 5.49 İki yönlü ısı transfer eden serpantinli termosifon devresi
(ısı A'dan B'ye ve B'den A'ya iki yönlü transfer edilebilir)



Şekil 5.50 İki yönlü ısı transfer eden serpantinli termosifon devresi
(ısı B'den A'ya tek yönlü transfer edilebilir)

5.6.5. Serpantin Devreli Termosifon

Serpantin devreli termosifon taze ve egzost kanallarının komşu olmadığı durumlarda kullanılır. Şekil 5.49 ve Şekil 5.50 de gösterildiği gibi termosifon iki serpantinden oluşmuştur ve bu serpantinler buhar ve yoğuşan sıvı hatlarıyla bağlantılıdır.

Devre doymuş durumda çalışma akışkanı ile doldurulur ve bu durumda bir kısmı sıvı ve bir kısmı da buharla doludur. Sızdırmaz devredeki basınç sıvı-buhar arasındaki akışkan sıcaklığına ve kullanılan çalışma akışkanına bağlıdır.

Devrenin maksimum ünitenin maksimum çalışma sıcaklığındaki doyma basıncıdır. Benzer şekilde en düşük basınçta, en düşük çalışma sıcaklığındaki doyma basıncıdır.

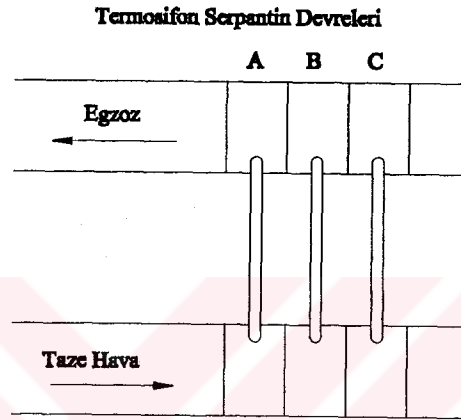
Her çalışma akışkanı ayrı optimum çalışma bölgelerine sahiptir, bu nedenle uygulamada çalışma bölgesine uygun çalışma akışkanı seçilmelidir.

Yoğuşma ve buharlaşma boru çapları, uzunluğun, serpantinlerin yerleştirilmesi ve her serpantine doldurulan sıvı miktarlarından etkilenir. Sonuç olarak iki yönlü sistemler herhangi bir dış kontrol olmaksızın her iki yönde enerji akışı için uygun verimlilikte tasarlanabilir.

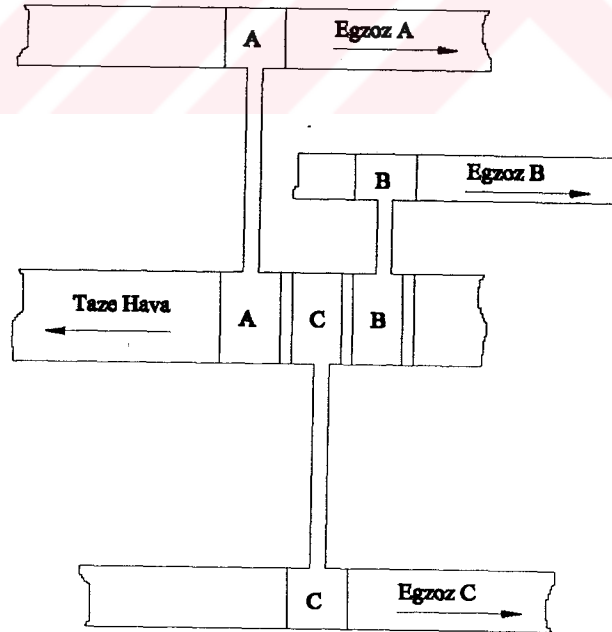
Tek yönlü serpantin devreli termosifon, aynı koşullarda çalışan iki yönlü serpantin devreli termosifondan daha verimlidir. Bir çok serpantin devreli termosifon seri olarak taze ve egzost kanallarına yerleştirilir (Şekil 5.51). Böylelikle tek bir devrenin sahip olduğu verimlilikten daha yüksek verimlilik değerlerine ulaşılabilir.

En ekonomik serpantin boyutu ve devre sayısı tasarım kriterine, sistem ömrüne ve ekonomik kriterlere bağlıdır. Isı borularındaki gibi her bir devre bağımsız olup, her bir devrede ayrı çalışma akışkanlarının kullanılması avantajı da vardır. Buna ilaveten, termosifon serpantin devrelerini çok sayıda taze hava egzost kanallarına uygulamak olasıdır, böyle bir uygulama Şekil 5.52 de verilmektedir.

Şekil 5.52 de üç ayrı egzost kanalından ısıtılan taze hava kanalında serpantin devreli termosifon ısı geri kazanım sistemi görülmektedir.



Şekil 5.51 Çoklu serpantin devreli termosifonun seri bağlı olarak kullanılması



Şekil 5.52 Çok sayıda egzost kanalı ve taze hava kanalı bağlantılı serpantin Devreli termosifon sistemi uygulaması

6. EŞANJÖR SEÇİMİNE ETKİ EDEN FAKTÖRLER

Eşanjör seçiminden önce aşağıdaki soruların cevapları verilmelidir;

- Kurulacak cihaz için yeterli alanın bulunması
- Kurulacak cihazın verimliliği
- Cihaz yüzeylerinin temizlenip-temizlenemeyeceği
- Egzost havasının taze havaya karışmasına müsade edilebilirlik

Eşanjör seçimindeki temel etken egzost havasının taze havaya karışma oranıdır.

7. KOROZYON ve KİRLENME

Yapılan deneyler orta derecedeki bir korozyon veya kirlenmenin ısı transferini kötüleştirmediğini ortaya koymaktadır.

Başlangıçta yüzey kirlenmesi ısı transfer katsayısını arttırmakta devamında ise yüzeyin sürekli kirlenmesi ısı transferine karşı bir direnç oluşturmaktadır.

8. ENERJİ GERİ KAZANIMININ TERMODİNAMİK İNCELENMESİ

8.1. Hesap Yöntemi

8.1.1. Sadece duyulur ısı transferi yapan eşanjörler

8.1.1.1. Yük tasarrufu

$$Q = q \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta t \cdot (1 / 3600)$$

Q	=Yük tasarrufu	[kW]
q	=Taze hava miktarı	[m ³ /h]
ρ	=Havanın yoğunluğu	[kg/m ³]
C _p	=Havanın özgül ısısı	[kJ/kg°C]
Δt	=Sıcaklık geri kazanımı	[°C]

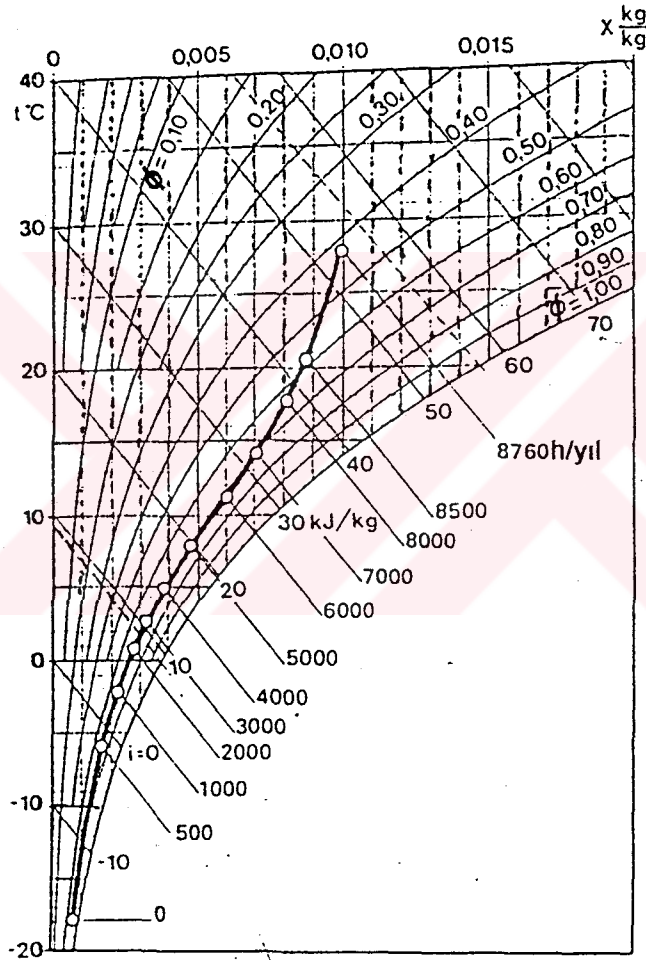
$$\Delta t = (t_{adt} - t_{et}) \cdot \eta$$

t _{adt}	=Taze hava dizayn sıcaklığı	[°C]
t _{et}	=Egzost havası sıcaklığı	[°C]
η	=Eşanjör verimi	[%]

8.1.1.2. Enerji tasarrufu (grafik yöntem)

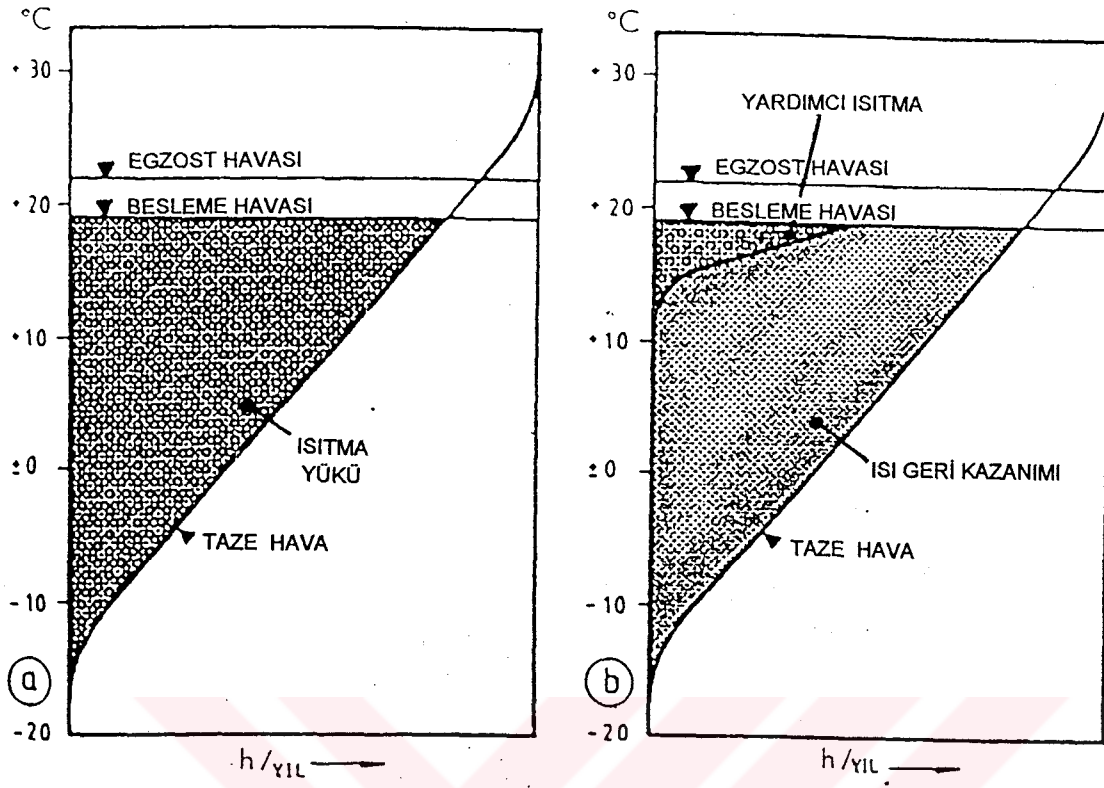
Dış hava süreklilik diyagramı: Zaman ile sıcaklık veya özgül nem arasında ölçülen bağıntı olarak tanımlanır. Süreklilik, dış hava sıcaklığının veya neminin belirli değerler altına düştüğü süreyi verir. Süreklilik değerleri zamana bağlı olarak çizildiğinde de süreklilik eğrisi elde edilir.

Değerler zamana bağlı olarak psikrometrik diyagrama işlenirse Şekil 8.1 deki eğri elde edilir. Bu eğriden yıllık enerji tüketimindeki azalma ve işletme maliyetlerindeki azalma hesaplanabilir. (Rosenberg, 1994 – Recuperator, 1993)



Şekil 8.1. Dış hava süreklilik diyagramı

Enerji tasarrufu: Sıcaklık diyagramı üzerinde (Şekil 8.2) süreklilik eğrisi ile enerji geri kazanım cihazından sonraki taze hava sıcaklığı arasında kalan alan olarak tanımlanır. (Rosenberg, 1994 – Recuperator, 1993)



Şekil 8.2. Yıllık ısı harcaması a: ısı geri kazanımsız b: ısı geri kazanımlı

$$Q_s = A \cdot h_s \cdot v_s \cdot \rho \cdot C_p \cdot q \cdot k \cdot (1 / 3600)$$

Q_s	= Sıcaklık geri kazanımı	[kj]
A	= Ölçülen enerji alanı	[mm ²]
h_s	= Yatay skala faktörü	[h/mm]
v_s	= Düşey skala faktörü	[°C/mm]
ρ	= Havanın yoğunluğu	[kg/m ³]
C_p	= Havanın özgül ısı	[kj/kg°C]
q	= Taze hava miktarı	[m ³ /h]
k	= Çalışma faktörü	[]

gerçek çalışma süresi [saat (h)]

$k = \frac{\text{gerçek çalışma süresi [saat (h)]}{\text{yıllık toplam süre [saat (h)]}$

yıllık toplam süre [saat (h)]

8.1.1.3. Parasal tasarruf

$$C = Q_s \cdot P_c$$

C =Parasal tasarruf [para/yıl]

Q_s =Sıcaklık geri kazanımı [kj/yıl]

P_c =Birim enerji fiyatı [para/kj]

8.1.1.4. Eşanjörün kendi kendini amorte etme süresi

eşanjörün tüm ekipmanlarıyla net maliyeti [para]

$$T = \frac{\text{eşanjörün tüm ekipmanlarıyla net maliyeti [para]}}{\text{parasal tasarruf (C) [para/yıl]}}$$

8.1.2. Hem duyulur hem de gizli ısı transferi yapan eşanjörler

8.1.2.1. Yük tasarrufu

Bu tip eşanjörlerde yük tasarrufu geri kazanılan entalpiden oluşur;

$$Q = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1 / 3600)$$

Q =Yük tasarrufu [kW]

q =Taze hava miktarı [m³/h]

ρ =Havanın yoğunluğu [kg/m³]

Δh =Entalpi geri kazanım farkı [kj/kg]

8.1.2.2. Entalpi tasarrufu

$$\Delta h = (h_i - h_d) \cdot \eta$$

Δh =Entalpi tasarrufu [kj/kg]

h_i =İç hava entalpisi [kj/kg]

h_d =Dış hava entalpisi [kj/kg]

η =Eşanjör verimi [%]

8.1.2.3. Enerji tasarrufu

Enerji tasarrufu, hem sıcaklık hem de nem geri kazanımından meydana gelir.

8.1.2.4. Sıcaklık geri kazanımı

Önceki bölümde anlatıldığı gibi...

8.1.2.5. Nem geri kazanımı

$$\Delta x = (x_i - x_o) \cdot \eta$$

Δx =Nem geri kazanımı [g/kg]

x_i =İç hava nemi [g/kg]

x_o =Dış hava nemi [g/kg]

η =Eşanjör verimi [%]

8.1.2.6. Taze hava özgül nemi

$$x = \Delta x + x_o$$

x =Eşanjör çıkışındaki taze hava tarafı özgül nemi [g/kg]

Δx =Nem geri kazanımı [g/kg]

x_o =Dış hava nemi [g/kg]

8.1.2.7. Yıllık nem geri kazanımı (grafik yöntem)

$$X_y = h_s \cdot v_s \cdot q \cdot \rho \cdot k \cdot B$$

X_y =Yıllık nem geri kazanımı [g]

h_s =Yatay skala faktörü [h/mm]

v_s =Düşey skala faktörü [g/kg.mm]

q =Taze hava miktarı [m³/h]

ρ =Havanın yoğunluğu [kg/m³]

k =Çalışma faktörü []

B =Gerçek alan [mm²]

NOT: Taze havanın özgül nemi süreklilik diyagramında gösterilebilir ve grafik alan olarak belirtilebilir. (Rosenberg, 1994 – Recuperator, 1993)

$$k = \frac{\text{gerçek çalışma süresi [saat (h)]}}{\text{yıllık toplam süre [saat (h)]}}$$

8.1.2.8. Gizli ısı geri kazanımı

$$Q_m = X_y \cdot R \cdot (1 / 1000)$$

Q_m	=Isıl geri kazanım	[kj/yıl]
X_y	=Yıllık nem geri kazanımı	[g/yıl]
R	=Buharlaşma gizli ısısı	[2500 kj/kg]

8.1.2.9. Toplam enerji geri kazanımı

$$Q_{top} = Q_s + Q_m$$

Q_{top}	=Toplam enerji geri kazanımı	[kj/yıl]
Q_s	=Sıcaklık geri kazanımı	[kj/yıl]
Q_m	=Nem geri kazanımı	[kj/yıl]

8.1.2.10. Parasal tasarruf

Bölüm 8.1.1.3 ile aynıdır.

8.1.2.11. Eşanjörün kendi kendini amorte etme süresi

Bölüm 8.1.1.4 ile aynıdır.

8.1.3. Soğu geri kazanımı

Eşanjörde, soğutma periyodu boyunca belirli aralıklarla okunan dış hava ve entalpi değerlerinden elde edilen diyagram Şekil 8.3 deki gibidir.

8.1.3.1. Taze hava entalpisi

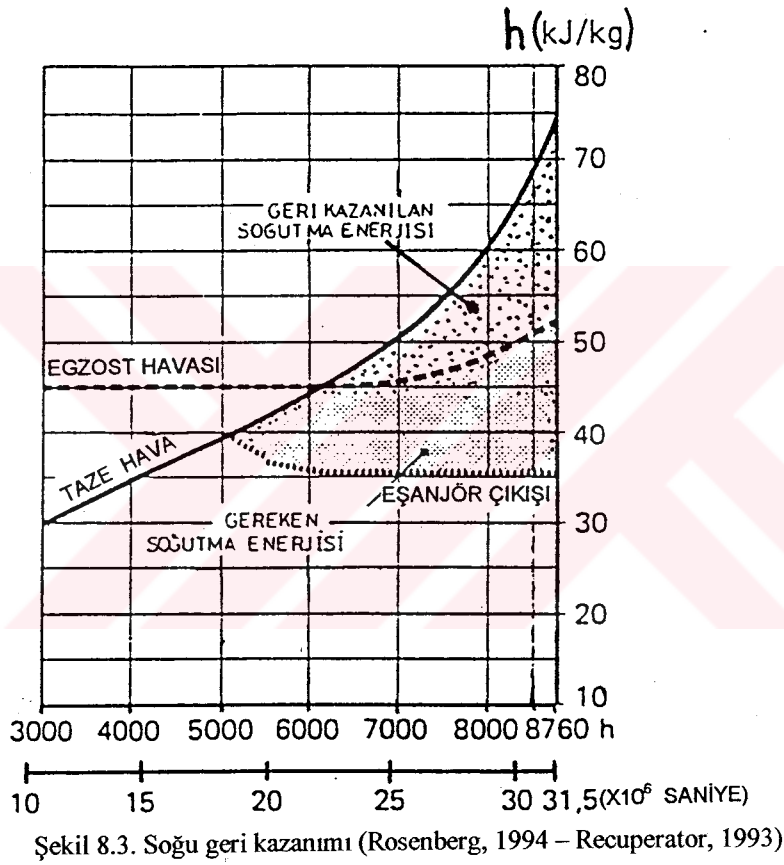
$$h_{\text{sup}} = h_d - (h_d - h_i) \cdot \eta$$

h_{sup} =Eşanjör çıkışındaki taze hava tarafı entalpisi [kJ/kg]

h_i =İç hava entalpisi [kJ/kg]

h_d =Dış hava entalpisi [kJ/kg]

η =Eşanjör verimi [%]



Şekil 8.3. Soğu geri kazanımı (Rosenberg, 1994 – Recuperator, 1993)

8.1.3.2. Yük tasarrufu

Bölüm 8.1.1.2 ile aynıdır.

8.1.3.3. Parasal tasarruf

Bölüm 8.1.1.3 ile aynıdır.

8.1.3.4. Eşanjörün kendi kendini amorte etme süresi

Bölüm 8.1.1.4 ile aynıdır.

8.2. Endüstriyel Tip Bir Klima Sisteminde Enerji Geri Kazanım Örneği

Burada İstanbul hava şartlarında Döner Tip bir eşanjör uygulama örneği olarak seçilmiştir.

Taze hava miktarı $q_1=11000\text{m}^3/\text{h}$

Klima santrali toplam hava miktarı $q =11000\text{m}^3/\text{h}$

Egzost havası miktarı = Taze hava miktarı

İç hava şartları;

PERİYOT (AY)	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Bağıl Nem (%)
Temmuz – Ağustos	23	50
Diğer aylar	21	50

Kış aylarında iç sıcaklığın yakalanabilmesi için havaya uygulanan işlemler ön ısıtma, nemlendirme ve son ısıtmadır. Hesaplarda teorik olarak şu kabul yapılmıştır; ön ısıtıcı batarya çıkış değerleri ile son ısıtıcı batarya giriş değerleri aynı nemlendirme doğrusu üzerinde fakat farklı sıcaklık ve bağıl nem değerleri taşımaktadır.

AYLAR	DÖNEM	DIŞ HAVA SICAKLIĞI (°C)	DIŞ HAVA BAĞIL NEMİ (%)
ARALIK	ISITMA	4,8	80
OCAK	ISITMA	2,3	80
ŞUBAT	ISITMA	2,3	75
MART	ISITMA	3,6	75
NİSAN	ISITMA	11,5	75
MAYIS	ISITMA	16,0	75
HAZİRAN	SOĞUTMA	25,0	70
TEMMUZ	SOĞUTMA	29,0	70
AĞUSTOS	SOĞUTMA	29,0	70
EYLÜL	SOĞUTMA	26,0	75
EKİM	ISITMA	14,8	75
KASIM	ISITMA	11,0	80

Nemlendirici çıkış şartları olarak;

$KT_{nç} = 13,4^{\circ}C$

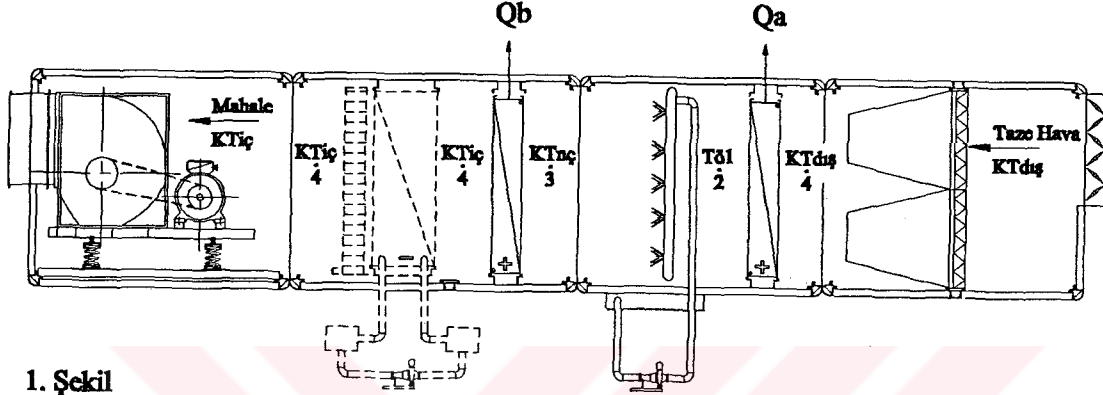
Bağıl Nem (\emptyset) = %80

uygun görülmüştür.

Isı değiştirici kullanıldığında ise havanın eşanjör çıkışındaki bağıl nemi %40 ile %60 arasında olduğundan nemlendirici bölümü kaldırılmıştır (Bkz. Bölüm 8.2.4.2)

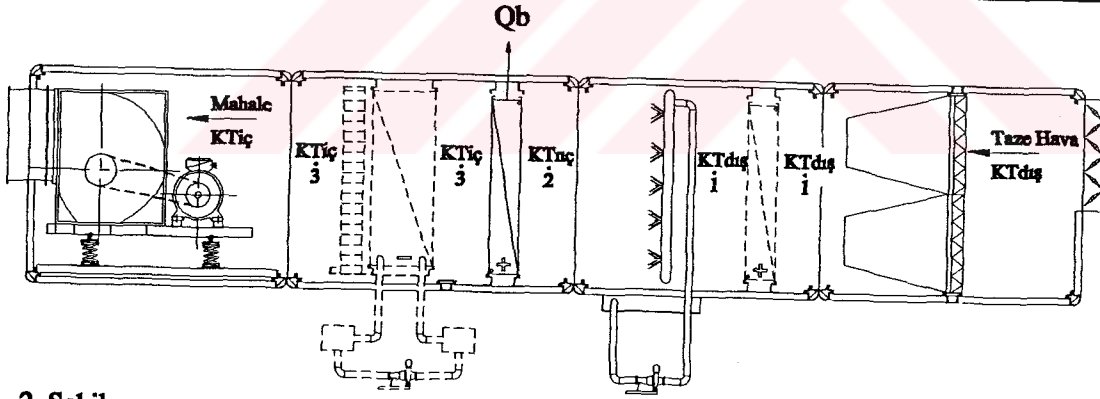
İstanbul için dış hava dizayn değerleri yukarıdaki tabloda belirtilmiştir. Değerler ortalama olarak alınmıştır.

8.2.1. Sistemin şematik resimleri (enerji geri kazanımsız)



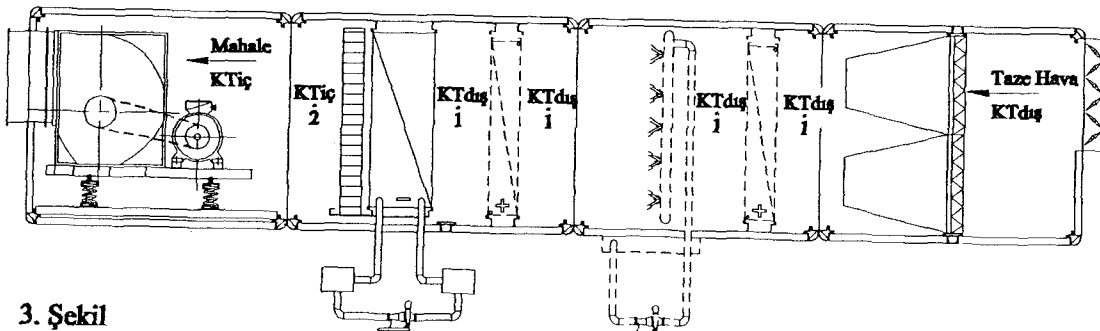
1. Şekil

$Q_a = \text{Ön ısıtıcı}$
 $Q_b = \text{Son ısıtıcı}$
 $Q_1 = Q_a + Q_b$



2. Şekil

$Q_b = \text{Isıtıcı}$
 $Q_1 = Q_b$



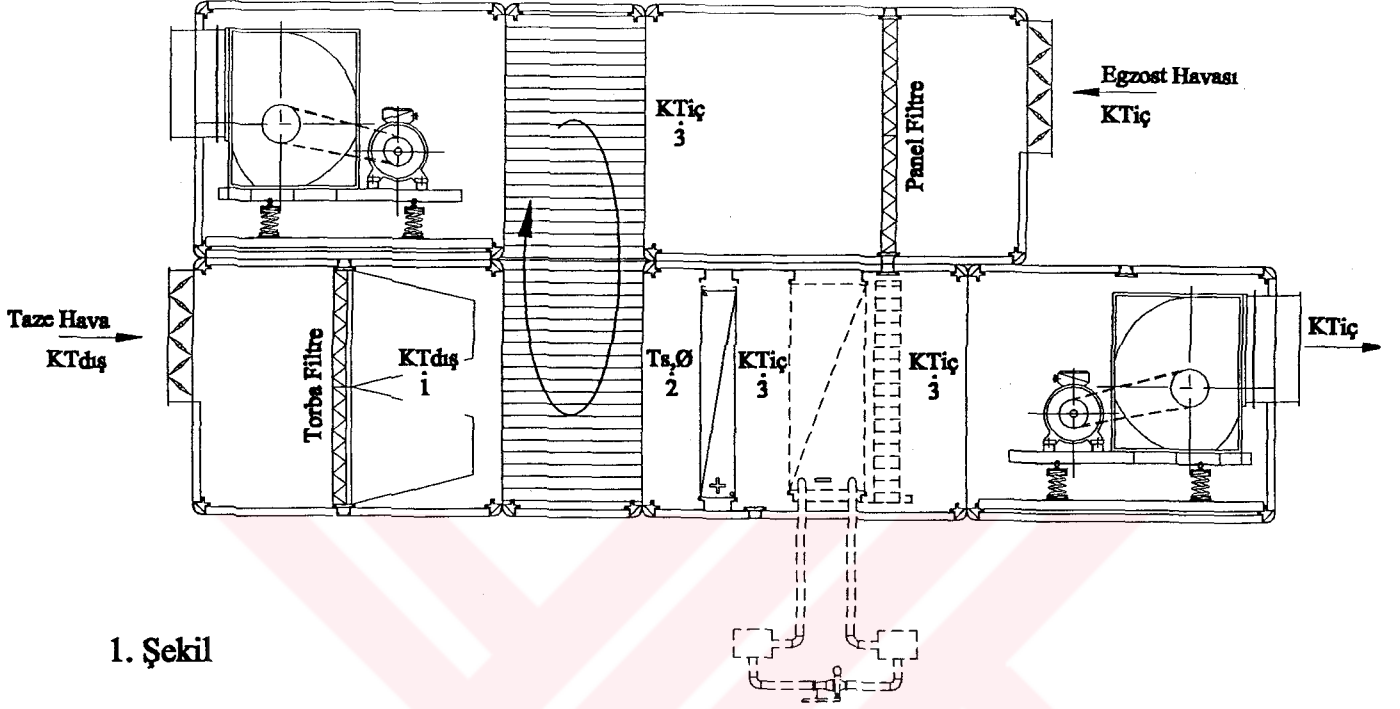
3. Şekil

1.Şekil: Kış sezonu ön ısıtılmı (Aralık, Ocak, Şubat, Mart, Nisan, Kasım)

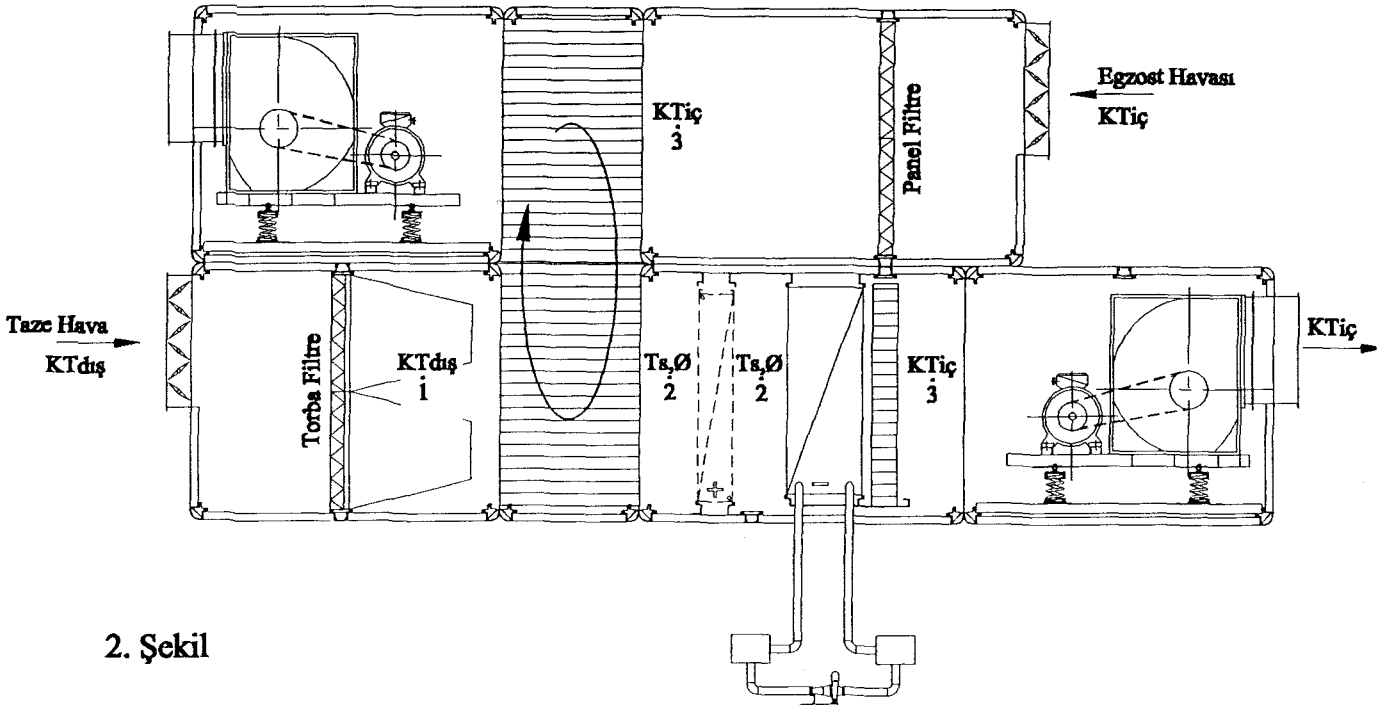
2.Şekil: Kış sezonu ön ısıtmasız (Mayıs, Ekim)

3.Şekil: Yaz sezonu (Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül)

8.2.2. Sistemin şematik resimleri (enerji geri kazanımlı)



1. Şekil



2. Şekil

1.Şekil: Kış sezonu (Aralık, Ocak, Şubat, Mart, Nisan, Mayıs, Ekim, Kasım)

2.Şekil: Yaz sezonu (Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül)

8.2.3. Sistem enerji geri kazanımsız olarak düşünüldüğünde toplam batarya gücü

$$Q_1 = q \cdot C_p \cdot \{ \rho_1 \cdot (T_{ö_1} - K_{Tdış}) + \rho_2 \cdot (K_{Tiç} - K_{Tnç}) \} \cdot (1 / 3600)$$

Q_1	=Batarya gücü	[kW]
q	=Klima santralindeki toplam hava miktarı	[11000m ³ /h]
C_p	=Havanın özgül ısısı	[1,00kj/kg°C]
ρ_1	=Ön ısıtıcı bataryada ortalama hava yoğunluğu (Psikrometrik Diyagramdan)	[kg/m ³]
$T_{ö_1}$	=Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (Psikrometrik Diyagramdan)	[°C]
$K_{Tdış}$	=Ön ısıtıcı bataryaya giren havanın sıcaklığı	[°C]
ρ_2	=Ortalama hava yoğunluğu	[1,233kg/m ³]
$K_{Tiç}$	=Odada istenen sıcaklık	[°C]
$K_{Tnç}$	=Nemlendirici çıkışındaki havanın sıcaklığı	[°C]

8.2.4. Kış mevsimi için enerji geri kazanım hesabı

8.2.4.1. Eşanjör çıkış şartlarının hesabı

$$\Delta T = (K_{Tiç} - K_{Tdış}) \cdot \eta$$

$$T_s = \Delta T + K_{Tdış}$$

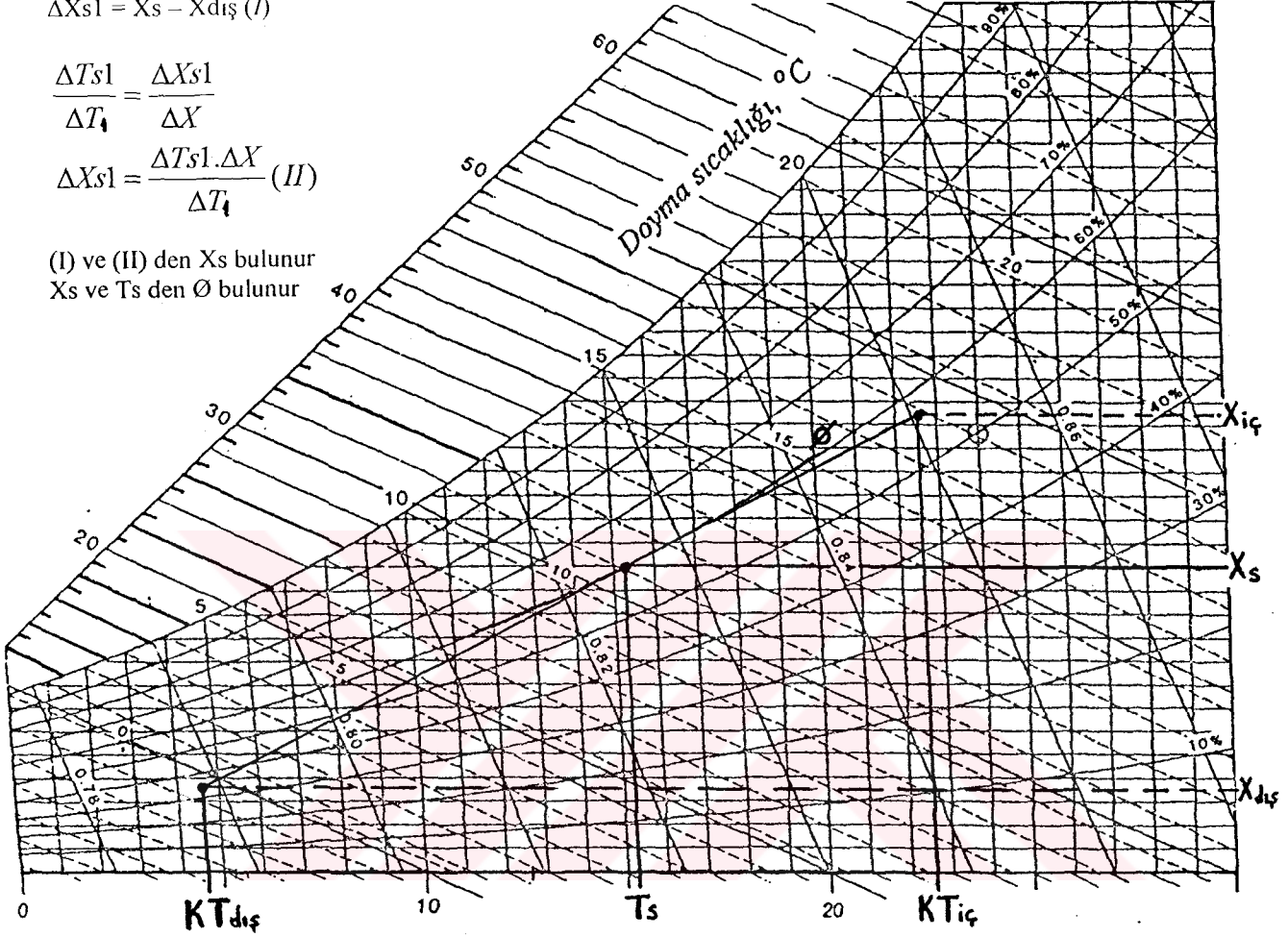
ΔT	=Eşanjörden sağlanan sıcaklık artışı	[°C]
$K_{Tiç}$	=Odada istenen sıcaklık	[°C]
$K_{Tdış}$	=Ön ısıtıcı bataryaya giren havanın sıcaklığı	[°C]
η	=Eşanjör verimi (Eşanjör Katalog Değeri)	[%]
T_s	=Eşanjör çıkışındaki hava sıcaklığı (Psikrometrik Diyagramdan)	[°C]

8.2.4.2. Eşanjör çıkışındaki bağıl nemin hesabı

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= K T_{iç} - K T_{dış} \\ \Delta T_{s1} &= T_s - K T_{dış} \\ \Delta X &= X_{iç} - X_{dış} \\ \Delta X_{s1} &= X_s - X_{dış} \quad (I)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\Delta T_{s1}}{\Delta T_1} &= \frac{\Delta X_{s1}}{\Delta X} \\ \Delta X_{s1} &= \frac{\Delta T_{s1} \cdot \Delta X}{\Delta T_1} \quad (II)\end{aligned}$$

(I) ve (II) den X_s bulunur
 X_s ve T_s den ϕ bulunur



8.2.4.3. Batarya yükü

$$Q_2 = q \cdot C_p \cdot \rho \cdot (K T_{iç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$$

Q_2	=Eşanjör kullanıldığında batarya yükü	[kW]
q	=Klima santralindeki toplam hava miktarı	[11000m ³ /h]
C_p	=Havanın özgül ısı	[1,00kJ/kg°C]
ρ	=Ortalama hava yoğunluğu	[1,233kg/m ³]
$K T_{iç}$	=Odada istenen sıcaklık	[°C]
T_s	=Eşanjör çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]

(Psikrometrik Diyagramdan)

8.2.4.4. Enerji tasarrufu

$$F = Q_1 - Q_2$$

F =Tasarruf edilen enerji [kW]

8.2.4.5. Yakıt tasarrufu

$$Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$$

Y_t =Yakıt tasarrufu [kg/AY]

t =Eşanjörün yıllık çalışma süresi [h/AY]

H_u =Yakıt alt ısı değeri [kJ/kg]

η_k =Kazan verimi [%]

8.2.4.6. Paraca tasarruf

$$P_t = Y_t \cdot E_p$$

P_t =Paraca tasarruf [TL/AY]

E_p =Birim yakıt fiyatı [TL/kg]

8.2.5. Yaz mevsimi için enerji geri kazanım hesabı

8.2.5.1. Entalpi geri kazanımı

$$\Delta h = (h_i - h_d) \cdot \eta$$

Δh =Entalpi tasarrufu [kJ/kg]

h_i =İç hava entalpisi [kJ/kg]

h_d =Dış hava entalpisi [kJ/kg]

η =Eşanjör verimi [%]

8.2.5.2. Enerji tasarrufu

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

Q_2	=Geri kazanılan enerji	[kW]
q	=Klima santralindeki toplam hava miktarı	[11000m ³ /h]
ρ	=Ortalama hava yoğunluğu	[1,2kg/m ³]
Δh	=Entalpi tasarrufu	[kJ/kg]

8.2.5.3. Elektrik tasarrufu

$$Te = Q_2 \cdot t / COP$$

Te	=Elektrik tasarrufu	[kW.h/AY]
t	=Eşanjörün aylık çalışma süresi	[h/AY]
COP	=Kompresörün işletme faktörü	[2,5-3]

8.2.5.4. Paraca tasarruf

$$Pt = Te \cdot Ep$$

Pt	=Paraca tasarruf	[TL/AY]
Ep	=Elektrik birim fiyatı	[TL/kW.h]

8.2.6. Kış sezonu –Aralık ayı- için örnek uygulama

ARALIK

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60,3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4,5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	ARALIK
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1,00 kJ/kg°C

Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KTnç]:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø] :	80 %
Yakıt alt ısı değeri	[Hu] :	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[ηk] :	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep] :	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

4 nolu nokta: Oda şartları (Bölüm 8.2.1 deki 1.Şekil ve Aralık ayı enerji geri kazanımsız psikrometrik diyagram)

21°C K.Termometre sıcaklığı ve %50 bağıl nem için (Bkz. Bölüm 8.2 Tablo.1);

Psikrometrik Değerler

Kuru Termometre Sıcaklığı	21 °C	Verilen Değerler Kuru Termometre Sıcaklığı (°C) 21 Toplam Basınç (kPa) 101.325 Bağıl Nem (%) 50
Çiğ Noktası Sıcaklığı	10.2 °C	
Yaş Termometre Sıcaklığı	14.7 °C	
Entalpi	40.8 kJ/kg-air	<input type="button" value="Hesapla"/> <input type="button" value="Çiz"/> <input type="button" value="Temizle"/> <input type="button" value="Çıkış"/>
Mutlak Nem	0.00773 kg-water/kg-air	
Bağıl Nem	50 %	
Özgül Hacim	0.8438 m³/kg-air	
Doyma Derecesi	0.49	
Doyma Basıncı	1.244 kPa	

4 nolu noktanın Mutlak Nemi = 0,00773kg-su/kg-k.hava

3 nolu nokta: Nemlendirme çıkışı (Bölüm 8.2.1 deki 1.Şekil ve Aralık ayı enerji geri kazanımsız psikrometrik diyagram)

3 nolu nokta ile 1 nolu noktanın mutlak nemleri aynıdır. Ayrıca 3 nolu noktanın bağıl nemi bilindiğine göre (%80, Bkz. Bölüm 8.2);

0,00773kg-su/kg-k.hava mutlak nem ve %80 bağıl nem için;

Psikrometrik Değerler		Verilen Değerler	
Kuru Termometre Sıcaklığı	13.6 °C	Mutlak Nem (kg-w/kg-a)	0.00773
Çiğ Noktası Sıcaklığı	10.2 °C	Toplam Basınç (kPa)	101.325
Yaş Termometre Sıcaklığı	11.7 °C	Bağıl Nem (%)	80
Entalpi	33.2 kJ/kg-air		
Mutlak Nem	0.00773 kg-water/kg-air		
Bağıl Nem	80 %		
Özgül Hacim	0.8224 m³/kg-air		
Doyma Derecesi	0.8		
Doyma Basıncı	1.246 kPa		

Hesapla

Çıkış

Temizle

Çıkış

3 nolu noktanın Entalpisi = 33,2kJ/kg

1 nolu nokta: Dış hava şartları (Bölüm 8.2.1 deki 1.Şekil ve Aralık ayı enerji geri kazanımsız psikrometrik diyagram)

4,8°C K.Temometre sıcaklığı ve %80 bağıl nem için (Bkz. Bölüm 8.2 Tablo.2);

Psikrometrik Değerler		Verilen Değerler	
Kuru Termometre Sıcaklığı	4.8 °C	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	4.8
Çiğ Noktası Sıcaklığı	1.6 °C	Toplam Basınç (kPa)	101.325
Yağ Termometre Sıcaklığı	3.5 °C	Bağıl Nem (%)	80
Entalpi	15.5 kJ/kg-air		
Mutlak Nem	0.00425 kg-water/kg-air		
Bağıl Nem	80 %		
Özgül Hacim	0.7929 m³/kg-air		
Doyma Derecesi	0.8		
Doyma Basıncı	0.688 kPa		

1 nolu noktanın Mutlak Nemi = 0,00425kg-su/kg-k.hava

2 nolu nokta: Nemlendirme girişi (Bölüm 8.2.1 deki 1.Şekil ve Aralık ayı enerji geri kazanımsız psikrometrik diyagram)

2 nolu nokta ile 1 nolu noktanın mutlak nemleri aynıdır. Ayrıca 2 nolu noktanın entalpisiyle 3 nolu noktanın entalpisi aynıdır;

33,2kJ/kg entalpi ve 0,00425kg-su/kg-k.hava mutlak nem için;

Psikrometrik Değerler

Kuru Termometre Sıcaklığı
 °C

Çiğ Noktası Sıcaklığı
 °C

Yaş Termometre Sıcaklığı
 °C

Entalpi
 kJ/kg-air

Mutlak Nem
 kg-water/kg-air

Bağıl Nem
 %

Özgül Hacim
 m³/kg-air

Doyma Derecesi


Doyma Basıncı
 kPa

Verilen Değerler

Mutlak Nem (kg-w/kg-a)

Toplam Basıncı (kPa)

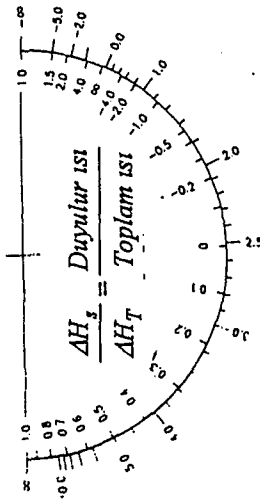
Entalpi (kJ/kg-a)



2 nolu noktanın Kuru Termometre Sıcaklığı = 22,3°C



Normal sıcaklık Deniz seviyesi
Barometrik basınç = 101,325 kPa



$$\frac{\Delta h_1}{\Delta W} = \frac{\text{Antalpi değişimi}}{\text{Ögöl nem değişimi}}$$

$$\frac{\Delta h_2}{\Delta h_T} = \frac{\text{Duyulur ısı}}{\text{Toplam ısı}}$$

Aralık ayı, Enerji Geri Kazanımsız, Rotor Çapı = 1395mm, Psikrometrik Diyagramı

Oda sıcaklığı = 21°C (KTiç)

Dış hava sıcaklığı = 4,8°C (KTdış)

Dış hava bağıl nemi = %80

Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı :Tö₁=22,3°C
(2 nolu noktanın psikrometrik diyagram verilerinden)

Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki havanın ortalama özgül hacmi :v=0,8426m³/kg
(2 nolu noktanın psikrometrik diyagram verilerinden)

Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki havanın ortalama yoğunluğu :ρ₁

$$\rho_1 = 1 / v \quad \rho_1 = 1 / 0,842 \quad \rho_1 = 1,1868 \text{ kg/m}^3$$

Enerji geri kazanımsız batarya yükü;

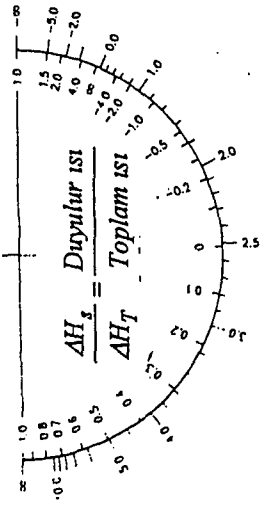
$$Q_1 = q \cdot C_p \cdot \{ \rho_1 \cdot (T_{ö_1} - K_{Tdış}) + 1,233 \cdot (K_{Tiç} - K_{Tnç}) \} \cdot (1 / 3600)$$

$$Q_1 = 11000 \cdot 1 \cdot \{ 1,1868 (22,3 - 4,8) + 1,233 \cdot (21 - 13,4) \} \cdot (1 / 3600)$$

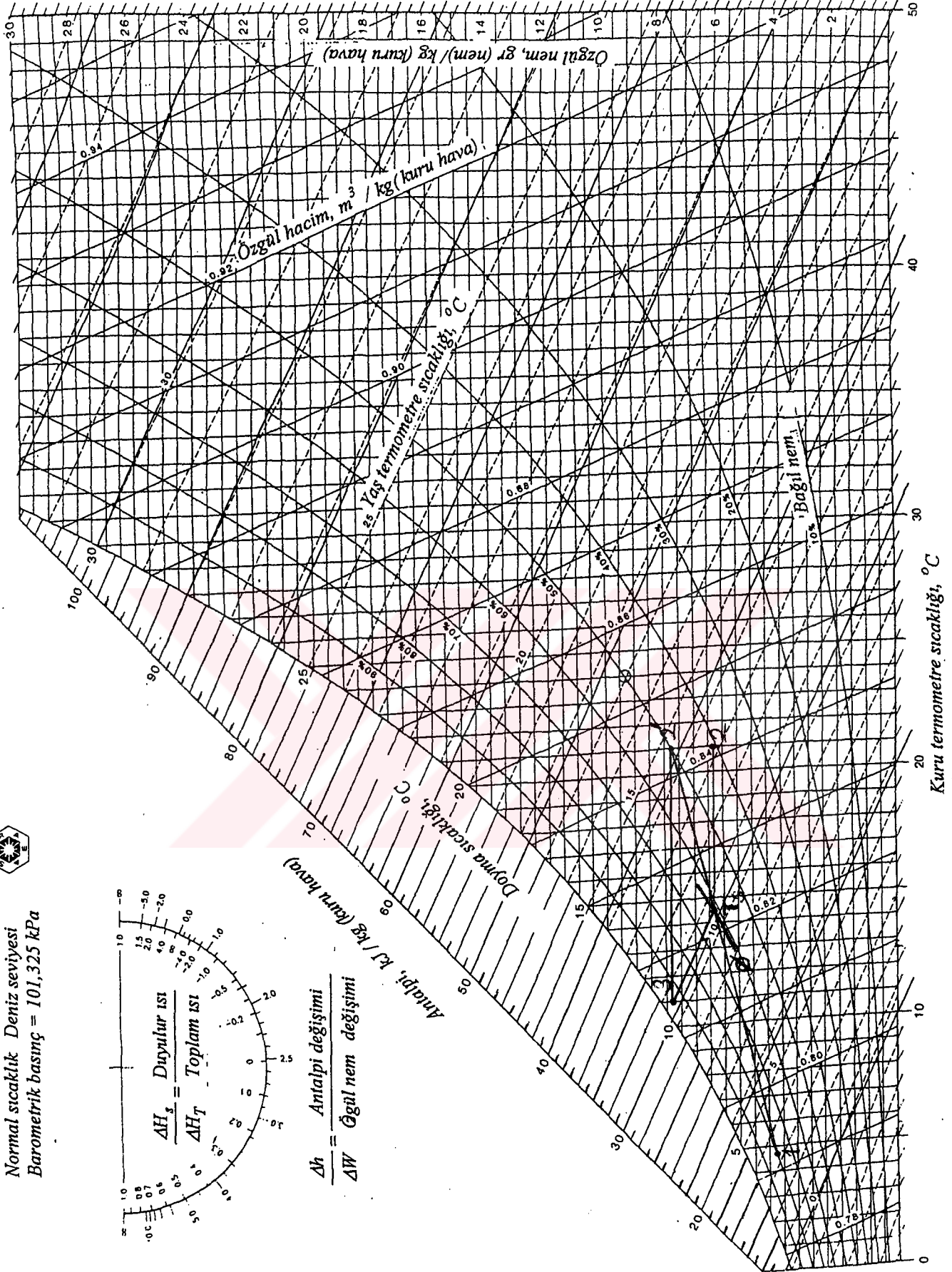
$$Q_1 = 92,0938 \text{ kW}$$



Normal sıcaklık Deniz seviyesi
Barometrik basınç = 101,325 kPa



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



Aralık ayı, Enerji Geri Kazanımlı, Rotor Çapı = 1395mm, Psikrometrik Diyagramı

1 nolu nokta: Dış hava şartları (Bölüm 8.2.2 deki 1.Şekil ve Aralık ayı enerji geri kazanımlı psikrometrik diyagram)

Önceki 1 nolu şartlarla aynı şartlara sahip

$$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$$

$$\Delta T = (21 - 4,8) \cdot 0,603$$

$$\Delta T = 9,768^{\circ}\text{C}$$

Ts noktası: Taze hava tarafı eşanjör çıkışı (Bölüm 8.2.2 deki 1.Şekil ve Aralık ayı enerji geri kazanımlı psikrometrik diyagram)

$$T_s = \Delta T + KT_{dış}$$

$$T_s = 9,768 + 4,8$$

$$T_s = 14,568^{\circ}\text{C}$$

Bölüm 8.2.4.2 deki psikrometrik diyagram ve denklemlerden faydalanarak;

$$\Delta T_1 = KT_{iç} - KT_{dış}$$

$$\Delta T_1 = 21 - 4,8$$

$$\Delta T_1 = 16,2$$

$$\Delta T_{s1} = T_s - KT_{dış}$$

$$\Delta T_{s1} = 14,568 - 4,8$$

$$\Delta T_{s1} = 9,768$$

$$\Delta X = X_{iç} - X_{dış} \quad (X_{iç}: 4 \text{ nolu psikrometrik diyagram verilerinden})$$

$$(X_{dış}: 1 \text{ nolu psikrometrik diyagram verilerinden})$$

$$\Delta X = 0,00773 - 0,00425$$

$$\Delta X = 0,00348$$

$$\Delta X_{s1} = X_s - X_{dış}$$

$$\Delta X_{s1} = \Delta T_{s1} \cdot \Delta X / \Delta T_1$$

$$\Delta X_{s1} = 9,768 \cdot 0,00348 / 16,2$$

$$\Delta X_{s1} = 0,002098$$

$$X_s = \Delta X_{s1} + X_{dış}$$

$$X_s = 0,002098 + 0,00425$$

$$X_s = 0,00634 \text{kg-su/kg-k.hava}$$

$T_s = 14,568^\circ\text{C}$ K.Termometre sıcaklığı ve $X_s = 0,00634\text{kg-su/kg-k.hava}$ Mutlak nem için;

Psikrometrik Değerler

Kuru Termometre Sıcaklığı	14.6 °C	Verilen Değerler
Çiğ Noktası Sıcaklığı	7.3 °C	
Yaş Termometre Sıcaklığı	10.7 °C	
Entalpi	30.7 kJ/kg-air	
Mutlak Nem	0.00634 kg-water/kg-air	
Bağıl Nem	61.6 %	
Özgül Hacim	0.8234 m³/kg-air	
Doyma Derecesi	0.61	
Doyma Basıncı	1.024 kPa	

Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	14.568
Toplam Basıncı (kPa)	101.325
Mutlak Nem (kg-w/kg-a)	0.00634

Hesapla

Çiz

Temizle

Çıkış

Eşanjör çıkışındaki bağıl nem $\phi = \%61,6$

2-2' nolu nokta:Oda şartları (Bölüm 8.2.2 deki 1.Şekil ve Aralık ayı enerji geri kazanımlı psikrometrik diyagram)

Önceki 4 nolu şartlarla aynı şartlara sahip

Enerji geri kazanımlı batarya yükü;

$$Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (K_{Tiç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$$

$$Q_2 = 11000 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot (21 - 14,568) \cdot (1 / 3600)$$

$$Q_2 = 23,584\text{kW}$$

Enerji tasarrufu;

$$F = Q_1 - Q_2$$

$$F = 92,093 - 23,584$$

$$F = 68,509\text{kW}$$

Yakıt tasarrufu;

$$Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$$

$$Y_t = 68,509 \cdot 744 \cdot 3600 / (40612 \cdot 0,80)$$

$$Y_t = 5647,8 \text{ kg/AY}$$

Paraca tasarruf;

$$P_t = Y_t \cdot E_p$$

$$P_t = 5647,8 \cdot 162150$$

$$P_t = 915790770 \text{ TL/AY}$$

8.2.7 Yaz sezonu –Haziran ayı- için örnek uygulama

HAZİRAN

Debi	[q]	:	11000	m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395	mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60,3	%
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240	Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4,5	m/s
Çalışma dönemi	[]	:	HAZİRAN	
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	720	saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1,2	kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8	
Elektrik birim fiyatı	[Ep]	:	23633	TL/kWh (2 KASIM 1998)

2 nolu nokta: Oda şartları

(Bölüm 8.2.1 deki 3.Şekil ve Haziran ayı enerji geri kazanımsız psikrometrik diyagram)

21°C K.Termometre sıcaklığı ve %50 bağıl nem için (Bkz.Bölüm 8.2 Tablo 1);

Psikrometrik Değerler

Kuru Termometre Sıcaklığı	21	°C
Çiğ Noktası Sıcaklığı	10.2	°C
Yaş Termometre Sıcaklığı	14.7	°C
Entalpi	40.8	kJ/kg-air
Mutlak Nem	0.00773	kg-water/kg-air
Bağıl Nem	50	%
Özgül Hacim	0.8438	m³/kg-air
Doyma Derecesi	0.49	
Doyma Basıncı	1.244	kPa

Verilen Değerler

Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	21
Toplam Basınç (kPa)	101.325
Bağıl Nem (%)	50

Hesapla

Çiz

Temizle

Çıkış

2 nolu noktanın Yaş Termometre sıcaklığı = 14,7°C

2 nolu noktanın Entalpisi (iç hava entalpisi: hi) = 40,779kJ/kg

1 nolu nokta:Dış hava şartları (Bölüm 8.2.1 deki 3.Şekil ve Haziran ayı enerji geri kazanımsız psikrometrik diyagram)

25°C K.Termometre sıcaklığı ve %70 bağıl nem için (Bkz.Bölüm 8.2 Tablo 2);

Psikrometrik Değerler

Kuru Termometre Sıcaklığı	25 °C	Verilen Değerler
Çiğ Noktası Sıcaklığı	19.2 °C	
Yaş Termometre Sıcaklığı	21 °C	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)
Entalpi	60.6 kJ/kg-air	Toplam Basınç (kPa)
Mutlak Nem	0.01392 kg-water/kg-air	Bağıl Nem (%)
Bağıl Nem	70 %	
Özgül Hacim	0.8637 m³/kg-air	
Doyma Derecesi	0.69	
Doyma Basıncı	2.218 kPa	

Hesapla

Çiz

Temizle

Çıkış

1 nolu noktanın Yaş Termometre sıcaklığı = 21°C

1 nolu noktanın Entalpisi (dış hava entalpisi: hd) = 60,583kJ/kg

Enerji geri kazanımsız batarya yükü;

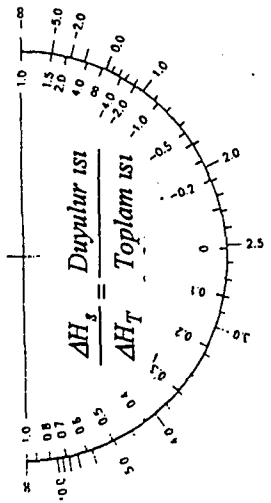
$$Q_1 = q \cdot \rho \cdot (hd - hi) \cdot (1 / 3600)$$

$$Q_1 = 11000 \cdot 1,2 \cdot (60,583 - 40,779) \cdot (1 / 3600)$$

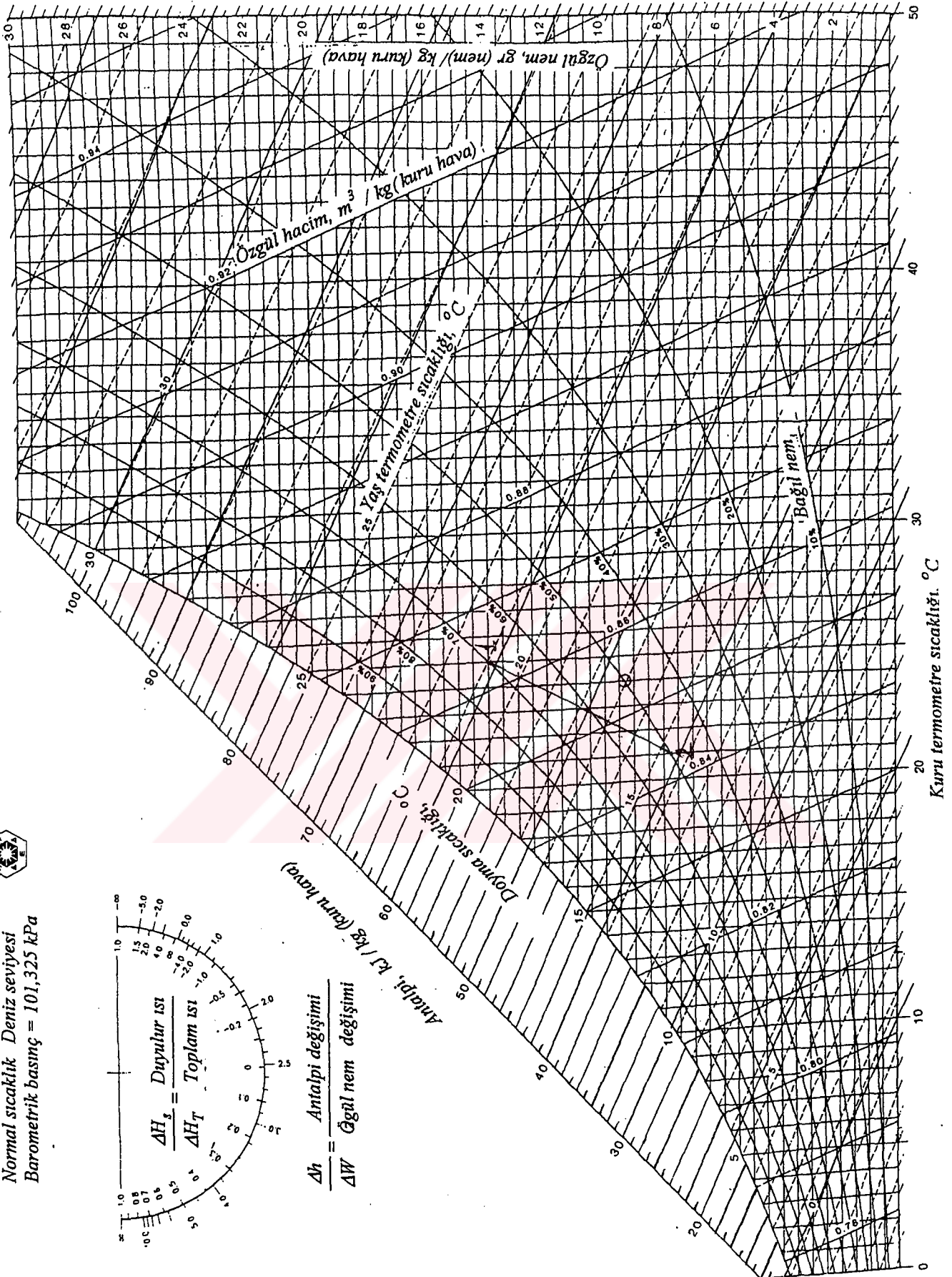
$$Q_1 = 72,614kW$$



Normal sıcaklık Deniz seviyesi
Barometrik basınç = 101,325 kPa



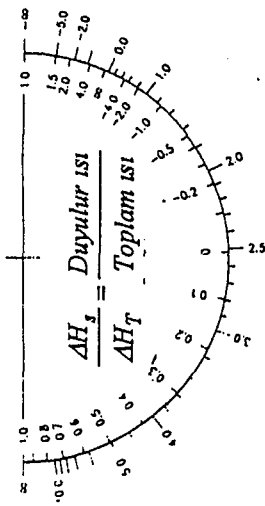
$$\frac{\Delta h}{\Delta W} = \frac{\text{Antalpi değişimi}}{\text{Güçül nem değişimi}}$$



Haziran ayı, Enerji Geri Kazanımsız, Rotor Çapı = 1395mm, Psikrometrik Diyagramı



Normal sıcaklık Deniz seviyesi
Barometrik basınç = 101,325 kPa



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

Haziran ayı, Enerji Geri Kazanımlı, Rotor Çapı = 1395mm, Psikrometrik Diyagramı

$$\Delta KT = (KT_{dış} - KT_{iç}) \cdot \eta$$

$$\Delta KT = (25 - 21) \cdot 0,603$$

$$\Delta KT = 2,412^\circ\text{C}$$

$$\Delta YT = (YT_{dış} - YT_{iç}) \cdot \eta$$

$$\Delta YT = (21 - 14,7) \cdot 0,603$$

$$\Delta YT = 3,799^\circ\text{C}$$

$$KT_s = KT_{dış} - \Delta KT$$

$$KT_s = 25 - 2,412$$

$$KT_s = 22,588^\circ\text{C}$$


$$YT_s = YT_{dış} - \Delta YT$$

$$YT_s = 21 - 2,412$$

$$YT_s = 17,201^\circ\text{C}$$

Eşanjör çıkış entalpisi hs;

KTs = 22,588°C ve YTs = 17,201°C için;

Psikrometrik Değerler	
Kuru Termometre Sıcaklığı	22.6 °C
Çiğ Noktası Sıcaklığı	14.2 °C
Yaş Termometre Sıcaklığı	17.2 °C
Entalpi	48.3 kJ/kg-air
Mutlak Nem	0.01008 kg-water/kg-air
Bağıl Nem	58.9 %
Özgül Hacim	0.8514 m³/kg-air
Doyma Derecesi	0.59
Doyma Basıncı	1.615 kPa
Verilen Değerler	
Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	22.588
Toplam Basıncı (kPa)	101.325
Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	17.201
	
	Hesapla
	Çiz
	Temizle
	Çıkış

$$h_s = 48,273 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h = (h_d - h_s) \cdot \eta$$

$$\Delta h = (60,583 - 48,273) \cdot 0,603$$

$$\Delta h = 7,422 \text{ kJ/kg}$$

Enerji tasarrufu;

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

$$Q_2 = 11000 \cdot 1,2 \cdot 7,422 \cdot (1 / 3600)$$

$$Q_2 = 27,216 \text{ kW}$$

Elektrik tasarrufu;

$$T_e = Q_2 \cdot t / \text{COP}$$

$$T_e = 27,216 \cdot 720 / 2,8$$

$$T_e = 6998,4 \text{ kW.h/AY}$$

Paraca tasarruf;

$$P_t = T_e \cdot E_p$$

$$P_t = 6998,4 \cdot 23633$$

$$P_t = 165393187,2 \text{ TL/AY}$$

Enerji geri kazanımlı batarya yükü;

$$F = Q_1 - Q_2$$

$$F = 72,614 - 27,216$$

$$F = 45,398 \text{ kW}$$

ARALIK

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60.3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	ARALIK
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _ç]	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KT _ç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	4.8
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	80
$\Delta T = (KT_{ç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	9.768
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	14.568
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	61.6
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	T _{ö₁}	22.3
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1.186
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö_1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{ç} - KT_{ç})] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	92.0938
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{ç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	23.5818
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	68.5120
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	5648.04
Paraca tasarruf; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P _t	915830936

OCAK

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60.3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	OCAK
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KTnç]:	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KTiç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KTdış	2.3
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	80
$\Delta T = (K_{Tiç} - K_{Tdış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	11.2761
$T_s = \Delta T + K_{Tdış}$	[°C]	T_s	13.5761
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	63.0
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	$T_{ö1}$	24.0
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ_1	1.1812
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö1} - K_{Tdış}) + 1,233 \cdot (K_{Tiç} - K_{Tnç})] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_1	106.9531
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (K_{Tiç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_2	27.2209
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	79.7321
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y_t	6573.02
Paraca tasarruf; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P_t	1065815319

ŞUBAT

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60.3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	ŞUBAT
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	672 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{ıç}]	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KT _{ıç}	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	2.3
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KT_{ıç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	11.2761
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	13.5761
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	62.0
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	T _{ö₁}	24.6
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1.1793
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö_1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{ıç} - KT_{ıç})] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	108.9891
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{ıç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	27.2209
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	81.7682
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	6088.53
Paraca tasarrufu; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P _t	9872255042

MART

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60.3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	MART
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KTnç]	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KTiç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KTdış	3.6
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (K_{Tiç} - K_{Tdış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	10.4922
$T_s = \Delta T + K_{Tdış}$	[°C]	T _s	14.0922
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	61.3
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	T _{ö₁}	23.7
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1.1819
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö_1} - K_{Tdış}) + 1,233 \cdot (K_{Tiç} - K_{Tnç})] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	101.2213
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (K_{Tiç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	25.3286
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	75.8927
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	6256.51
Paraca tasarruf; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P _t	1014492382

NİSAN

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60.3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	NİSAN
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KTnç]:	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısıl değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KTiç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KTdış	11.5
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KTiç - KTdış) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	5.7285
$T_s = \Delta T + KTdış$	[°C]	Ts	17.2285
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	58.6
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	Tö ₁	17.1
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1.2038
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot Cp \cdot [\rho_1 \cdot (Tö_1 - KTdış) + 1,233 \cdot (KTiç - KTnç)] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	49.2313
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot Cp \cdot 1,2 \cdot (KTiç - Ts) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	13.8288
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	35.4025
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	2824.3938
Paraca tasarrufu; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P _t	457975471

MAYIS (ÖN ISITMASIZ)

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60.3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	MAYIS
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KTnç]:	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısıl değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KTiç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KTdış	11.5
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KTiç - KTdış) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	3.0150
$T_s = \Delta T + KTdış$	[°C]	Ts	19.0150
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	58.7
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	Tö ₁	<u>13.4</u>
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	<u>1.233</u>
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot Cp \cdot [\rho_1 \cdot (Tö_1 - KTdış) + 1,233 \cdot (KTiç - KTnç)] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	18.8375
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot Cp \cdot 1,2 \cdot (KTiç - Ts) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	7.2783
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	11.5591
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	952.9234
Paraca tasarruf; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P _t	154516541

EKİM (ÖN ISITMASIZ)

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60.3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	EKİM
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _ç]	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değerini	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KT _ç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	14.8
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KT_{ç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	3.7386
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	18.5386
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	58.5
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	T _{ö₁}	13.4
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1.233
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö_1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{ç} - KT_{ç})] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	23.3585
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{ç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	9.0251
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	14.3334
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	1181.6251
Paraca tasarruf; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P _t	191600511

KASIM

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60.3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	KASIM
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KTnç]:	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KTiç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KTdış	11
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	80
$\Delta T = (K_{Tiç} - K_{Tdış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	6.0300
$T_s = \Delta T + K_{Tdış}$	[°C]	T_s	17.0300
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	60.0
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	$T_{ö1}$	16.6
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ_1	1.2055
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö1} - K_{Tdış}) + 1,233 \cdot (K_{Tiç} - K_{Tnç})] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_1	49.2604
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (K_{Tiç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_2	14.5567
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	34.7038
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y_t	2768.65
Paraca tasarruf; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P_t	448936346

HAZİRAN

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60.3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	HAZİRAN
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1.2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8
Elektrik birim fiyatı	[Ep]	:	23633 TL/kWh (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTiç	21
Oda sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTiç	14.7
Oda bağıl nemi	[%]	∅	50
Dış hava sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTdış	25
Dış hava sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTdış	21
Dış hava bağıl nemi	[%]	∅	70
$\Delta KT = (KT_{dış} - KT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔKT	2.412
$\Delta YT = (YT_{dış} - YT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔYT	3.799
$KT_s = KT_{dış} - \Delta KT$	[°C]	KTs	22.588
$YT_s = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YTs	17.201
Dış hava entalpisi	[kJ/kg]	hd	60.583
Eşanjör çıkış entalpisi (KTs ve YTs ile Psikrometrikten)	[kJ/kg]	hs	48.273
İç hava entalpisi	[kJ/kg]	hi	40.779
$\Delta h = (hd - hs) \cdot \eta$	[kJ/kg]	Δh	7.423
Enerji tasarrufu; $Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	27.2174
Elektrik tasarrufu; $Te = Q_2 \cdot t / COP$	[kW.h/AY]	Te	6998.76
Paraca tasarruf; $Pt = Te \cdot Ep$	[TL/AY]	Pt	165401756
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (hd - hi) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	72.6146
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	45.3972

TEMMUZ

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60.3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	TEMMUZ
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1.2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8
Elektrik birim fiyatı	[Ep]	:	23633 TL/kWh (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTiç	23
Oda sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTiç	16.3
Oda bağıl nemi	[%]	∅	50
Dış hava sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTdış	29
Dış hava sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTdış	24.6
Dış hava bağıl nemi	[%]	∅	70
$\Delta KT = (KT_{dış} - KT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔKT	3.618
$\Delta YT = (YT_{dış} - YT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔYT	5.005
$KT_s = KT_{dış} - \Delta KT$	[°C]	KT_s	25.382
$YT_s = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YT_s	19.595
Dış hava entalpisi	[kJ/kg]	hd	74.4
Eşanjör çıkış entalpisi (KTs ve YTs ile Psikrometrikten)	[kJ/kg]	hs	55.893
İç hava entalpisi	[kJ/kg]	hi	45.4
$\Delta h = (hd - hs) \cdot \eta$	[kJ/kg]	Δh	11.159
Enerji tasarrufu; $Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_2	40.9189
Elektrik tasarrufu; $Te = Q_2 \cdot t / COP$	[kW.h/AY]	Te	10872.75
Paraca tasarrufu; $Pt = Te \cdot Ep$	[TL/AY]	Pt	256955860
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (hd - hi) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_1	106.3333
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	65.4143

AĞUSTOS

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60.3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	AĞUSTOS
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1.2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8
Elektrik birim fiyatı	[Ep]	:	23633 TL/kWh (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTiç	23
Oda sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTiç	16.3
Oda bağıl nemi	[%]	∅	50
Dış hava sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTdış	29
Dış hava sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTdış	24.6
Dış hava bağıl nemi	[%]	∅	70
$\Delta KT = (KT_{dış} - KT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔKT	3.618
$\Delta YT = (YT_{dış} - YT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔYT	5.005
$KT_s = KT_{dış} - \Delta KT$	[°C]	KTs	25.382
$YT_s = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YTs	19.595
Dış hava entalpisi	[kJ/kg]	hd	74.4
Eşanjör çıkış entalpisi (KTs ve YTs ile Psikrometrikten)	[kJ/kg]	hs	55.893
İç hava entalpisi	[kJ/kg]	hi	45.4
$\Delta h = (hd - hs) \cdot \eta$	[kJ/kg]	Δh	11.159
Enerji tasarrufu; $Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	40.9189
Elektrik tasarrufu; $Te = Q_2 \cdot t / COP$	[kW.h/AY]	Te	10872.75
Paraca tasarruf; $Pt = Te \cdot Ep$	[TL/AY]	Pt	256955860
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (hd - hi) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	106.3333
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	65.4143

EYLÜL

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1395 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	60.3 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	4.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	EYLÜL
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1.2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8
Elektrik birim fiyatı	[Ep]	:	23633 TL/kWh (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTiç	21
Oda sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTiç	14.7
Oda bağıl nemi	[%]	∅	50
Dış hava sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTdış	26
Dış hava sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTdış	22.7
Dış hava bağıl nemi	[%]	∅	75
$\Delta KT = (KT_{dış} - KTiç) \cdot \eta$	[°C]	ΔKT	3.015
$\Delta YT = (YT_{dış} - YTiç) \cdot \eta$	[°C]	ΔYT	4.824
$KTs = KT_{dış} - \Delta KT$	[°C]	KTs	22.985
$YTs = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YTs	17.876
Dış hava entalpisi	[kJ/kg]	hd	66.6
Eşanjör çıkış entalpisi (KTs ve YTs ile Psikrometrikten)	[kJ/kg]	hs	50.41
İç hava entalpisi	[kJ/kg]	hi	40.779
$\Delta h = (hd - hs) \cdot \eta$	[kJ/kg]	Δh	9.7625
Enerji tasarrufu; $Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	35.7961
Elektrik tasarrufu; $Te = Q_2 \cdot t / COP$	[kW.h/AY]	Te	9204.71
Paraca tasarruf; $Pt = Te \cdot Ep$	[TL/AY]	Pt	217534884
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (hd - hi) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	94.6770
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	58.8809

ARALIK

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1700 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	63.7 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	3.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	ARALIK
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KTnç]:	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KTiç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KTdış	4.8
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	80
$\Delta T = (KTiç - KTdış) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	10.319
$T_s = \Delta T + KTdış$	[°C]	T _s	15.119
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	60.6
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	T _{ö1}	22.3
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1.186
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot Cp \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö1} - KTdış) + 1,233 \cdot (KTiç - KTnç)] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	92.0938
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot Cp \cdot 1,2 \cdot (KTiç - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	21.5622
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	70.5316
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	5814.54
Paraca tasarrufu; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P _t	942827831

OCAK

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1700 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	63.7 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	3.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	OCAK
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KT _{iç}	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	2.3
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	80
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	11.9119
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	14.2119
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	61.8
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	T _{ö₁}	24
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1.1812
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö_1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	106.9531
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	24.8897
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	82.0634
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	6765.21
Paraca tasarrufu; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P _t	1096978401

ŞUBAT

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1700 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	63.7 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	3.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	ŞUBAT
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	672 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısıl değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KT _{iç}	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	2.3
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	11.9119
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	14.2119
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	61.0
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	T _{ö1}	24.6
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1.1793
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot Cp \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	108.9891
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot Cp \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	24.8897
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	84.0995
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	6262.12
Paraca tasarruf; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P _t	1015402342

MART

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1700 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	63.7 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	3.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	MART
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KTnç]	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[ηk]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KTiç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KTdış	3.6
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (K_{Tiç} - K_{Tdış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	11.0838
$T_s = \Delta T + K_{Tdış}$	[°C]	T_s	14.6838
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	62.9
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	T_{δ_1}	23.7
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ_1	1.1819
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{\delta_1} - K_{Tdış}) + 1,233 \cdot (K_{Tiç} - K_{Tnç})] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_1	101.2213
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (K_{Tiç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_2	23.1594
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	78.0619
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y_t	6435.3317
Paraca tasarrufu; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P_t	1043489047

NİSAN

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1700 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	63.7 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	3.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	NİSAN
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KTnç]:	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[ηk]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KTiç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KTdış	11.5
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (K_{Tiç} - K_{Tdış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	6.0515
$T_s = \Delta T + K_{Tdış}$	[°C]	T_s	17.5515
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	57.9
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	T_{δ_1}	17.1
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ_1	1.2038
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{\delta_1} - K_{Tdış}) + 1,233 \cdot (K_{Tiç} - K_{Tnç})] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_1	49.2313
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (K_{Tiç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_2	12.6445
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	36.5868
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y_t	2918.88
Paraca tasarrufu; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P_t	473296289

MAYIS (ÖN ISITMASIZ)

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1700 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	63.7 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	3.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	MAYIS
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KTnç]:	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısıl değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[ηk]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KTiç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KTdış	16
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KTiç - KTdış) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	3.185
$T_s = \Delta T + KTdış$	[°C]	Ts	19.185
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	57.9
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	Tö1	13.4
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ1	1.233
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot Cp \cdot [\rho_1 \cdot (Tö1 - KTdış) + 1,233 \cdot (KTiç - KTnç)] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q1	18.8375
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot Cp \cdot 1,2 \cdot (KTiç - Ts) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q2	6.6550
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	12.1825
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Yt	1004.31
Paraca tasarruf; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	Pt	162848916

EKİM (ÖN ISITMASIZ)

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1700 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	63.7 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	3.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	EKİM
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KTnç]	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değerleri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KTiç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KTdış	14.8
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (K_{Tiç} - K_{Tdış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	3.9494
$T_s = \Delta T + K_{Tdış}$	[°C]	Ts	18.7494
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	57.8
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	T ₀₁	<u>13.4</u>
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	<u>1.233</u>
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{01} - K_{Tdış}) + 1,233 \cdot (K_{Tiç} - K_{Tnç})] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	23.3585
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (K_{Tiç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	8.2522
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	15.1063
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	1245.34
Paraca tasarrufu; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P _t	201932656

KASIM

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1700 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	63.7 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	3.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	KASIM
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[Cp]	:	1.00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KTnç]:	:	13.4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri	[Hu]	:	40612 kJ/kg (PROPAN)
Kazan verimi	[η _k]	:	80 %
Birim yakıt fiyatı	[Ep]	:	162150 TL/kg (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı	[°C]	KTiç	21
Dış hava sıcaklığı	[°C]	KTdış	11
Dış hava bağıl nemi	[%]	Ø	80
$\Delta T = (K_{Tiç} - K_{Tdış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	6.37
$T_s = \Delta T + K_{Tdış}$	[°C]	Ts	17.37
Eşanjör çıkışındaki bağıl nem	[%]	Ø	59.1
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	[°C]	Tö ₁	16.6
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki ortalama hava yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1.2055
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö_1} - K_{Tdış}) + 1,233 \cdot (K_{Tiç} - K_{Tnç})] \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	49.2604
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (K_{Tiç} - T_s) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	13.3100
Enerji tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	35.9504
Yakıt tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	2868.11
Paraca tasarrufu; $P_t = Y_t \cdot E_p$	[TL/AY]	P _t	465063523

HAZİRAN

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1700 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	63.7 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	3.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	HAZİRAN
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1.2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8
Elektrik birim fiyatı	[Ep]	:	23633 TL/kWh (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTiç	21
Oda sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTiç	14.7
Oda bağıl nemi	[%]	∅	50
Dış hava sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTdış	25
Dış hava sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTdış	21
Dış hava bağıl nemi	[%]	∅	70
$\Delta KT = (KT_{dış} - KTiç) \cdot \eta$	[°C]	ΔKT	2.5480
$\Delta YT = (YT_{dış} - YTiç) \cdot \eta$	[°C]	ΔYT	4.0131
$KTs = KT_{dış} - \Delta KT$	[°C]	KTs	22.452
$YTs = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YTs	16.9869
Dış hava entalpisi	[kJ/kg]	hd	60.5830
Eşanjör çıkış entalpisi (KTs ve YTs ile Psikrometrikten)	[kJ/kg]	hs	47.7080
İç hava entalpisi	[kJ/kg]	hi	40.7790
$\Delta h = (hd - hs) \cdot \eta$	[kJ/kg]	Δh	8.2013
Enerji tasarrufu; $Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	30.0717
Elektrik tasarrufu; $Te = Q_2 \cdot t / COP$	[kW.h/AY]	Te	7732.72
Paraca tasarrufu; $Pt = Te \cdot Ep$	[TL/AY]	Pt	182747490
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (hd - hi) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	72.6147
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	42.5429

TEMMUZ

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1700 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	63.7 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	3.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	TEMMUZ
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1.2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8
Elektrik birim fiyatı	[Ep]	:	23633 TL/kWh (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTiç	23
Oda sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTiç	16.3
Oda bağıl nemi	[%]	∅	50
Dış hava sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTdış	29
Dış hava sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTdış	24.6
Dış hava bağıl nemi	[%]	∅	70
$\Delta KT = (KT_{dış} - KTiç) \cdot \eta$	[°C]	ΔKT	3.8220
$\Delta YT = (YT_{dış} - YTiç) \cdot \eta$	[°C]	ΔYT	5.2871
$KT_s = KT_{dış} - \Delta KT$	[°C]	KT_s	25.1780
$YT_s = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YT_s	19.3129
Dış hava entalpisi	[kJ/kg]	hd	74.4
Eşanjör çıkış entalpisi (KTs ve YTs ile Psikrometrikten)	[kJ/kg]	hs	55.01
İç hava entalpisi	[kJ/kg]	hi	45.4
$\Delta h = (hd - hs) \cdot \eta$	[kJ/kg]	Δh	12.3514
Enerji tasarrufu; $Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_2	45.2885
Elektrik tasarrufu; $Te = Q_2 \cdot t / COP$	[kW.h/AY]	Te	12033.82
Paraca tasarruf; $Pt = Te \cdot Ep$	[TL/AY]	Pt	284395310
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (hd - hi) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_1	106.3333
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	61.0447

AĞUSTOS

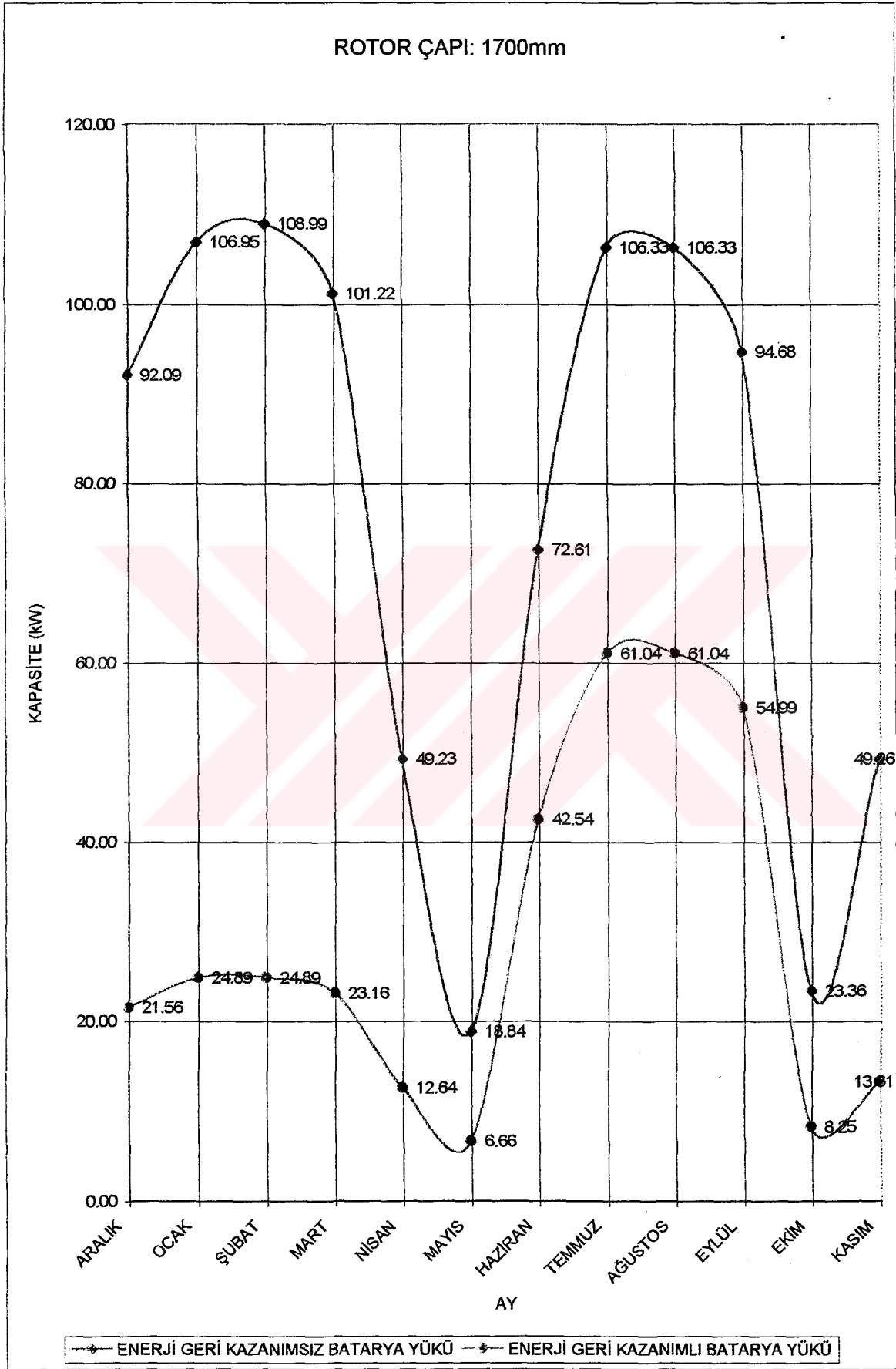
Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1700 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	63.7 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	3.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	AĞUSTOS
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1.2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8
Elektrik birim fiyatı	[Ep]	:	23633 TL/kWh (2 KASIM 1998)

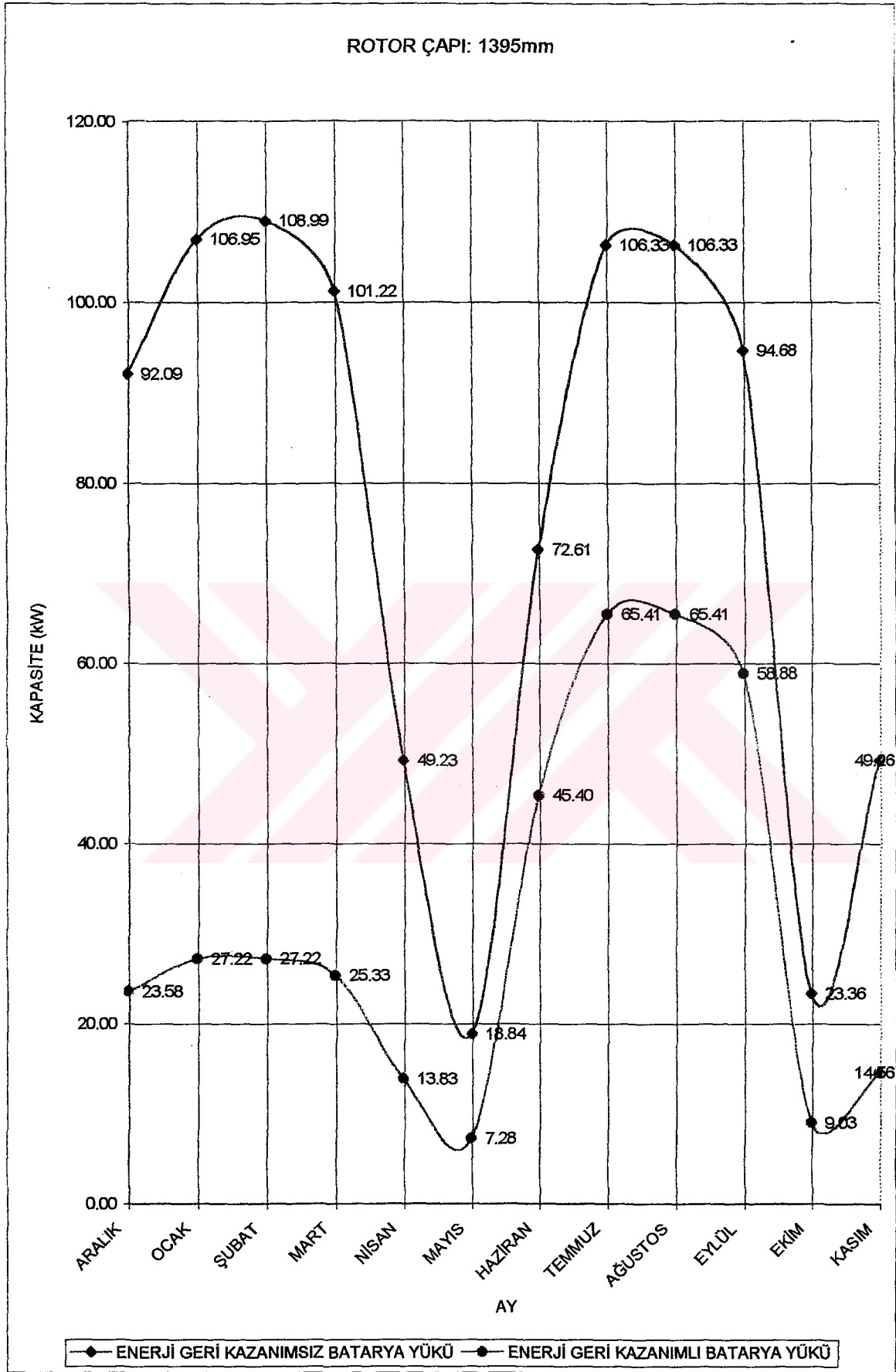
Oda sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTiç	23
Oda sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTiç	16.3
Oda bağıl nemi	[%]	∅	50
Dış hava sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTdış	29
Dış hava sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTdış	24.6
Dış hava bağıl nemi	[%]	∅	70
$\Delta KT = (KT_{dış} - KT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔKT	3.8220
$\Delta YT = (YT_{dış} - YT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔYT	5.2871
$KT_s = KT_{dış} - \Delta KT$	[°C]	KT_s	25.1780
$YT_s = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YT_s	19.3129
Dış hava entalpisi	[kJ/kg]	hd	74.4
Eşanjör çıkış entalpisi (KTs ve YTs ile Psikrometrikten)	[kJ/kg]	hs	55.01
İç hava entalpisi	[kJ/kg]	hi	45.4
$\Delta h = (hd - hs) \cdot \eta$	[kJ/kg]	Δh	12.3514
Enerji tasarrufu; $Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_2	45.2885
Elektrik tasarrufu; $Te = Q_2 \cdot t / COP$	[kW.h/AY]	Te	12033.82
Paraca tasarruf; $Pt = Te \cdot Ep$	[TL/AY]	Pt	284395310
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (hd - hi) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q_1	106.3333
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	61.0447

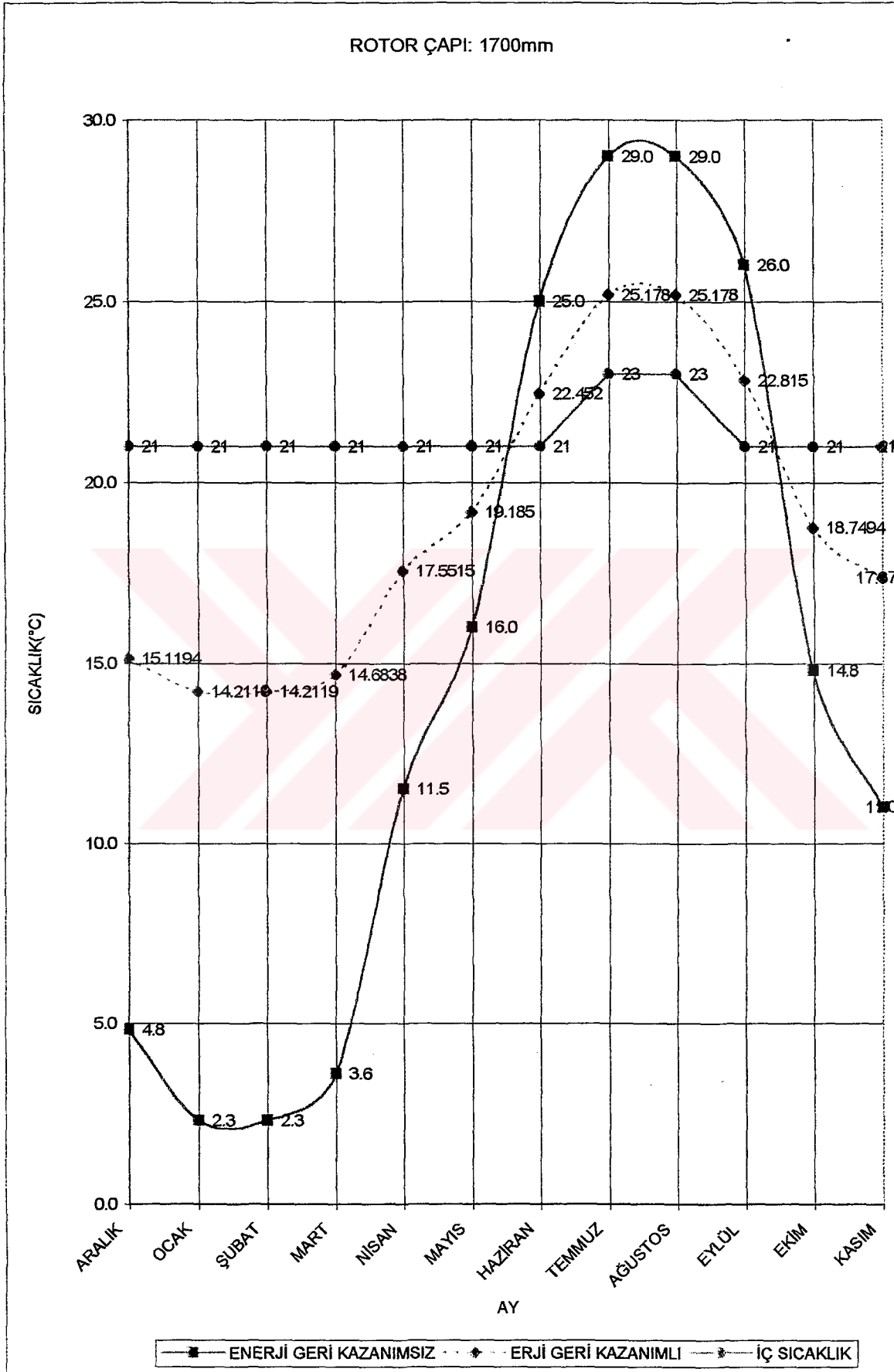
EYLÜL

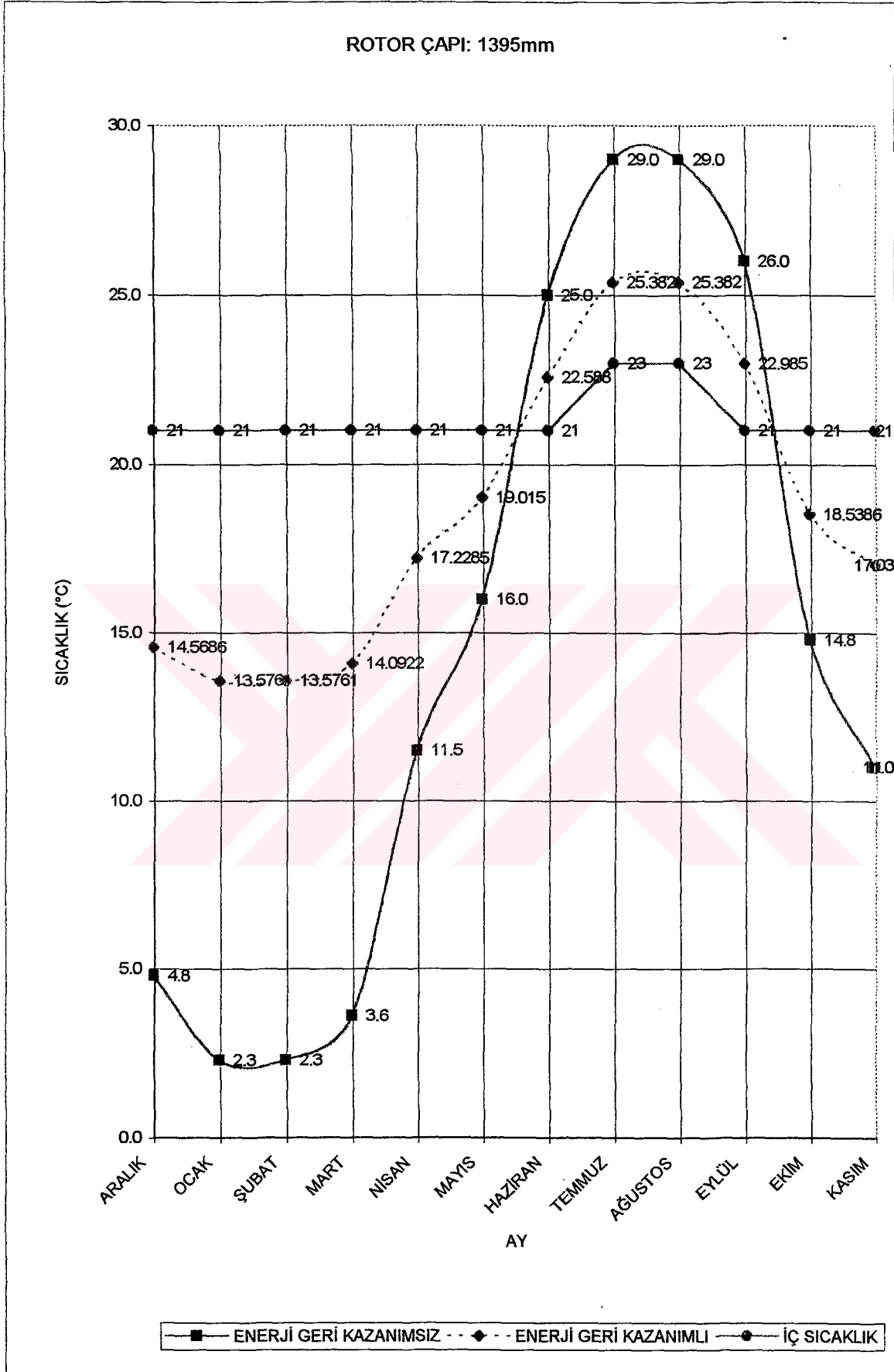
Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Eşanjör rotor çapı	[]	:	1700 mm
Eşanjör verimi	[η]	:	63.7 %
Eşanjör basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Eşanjör yüzeyindeki hava hızı	[]	:	3.5 m/s
Çalışma dönemi	[]	:	EYLÜL
Eşanjörün aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1.2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8
Elektrik birim fiyatı	[Ep]	:	23633 TL/kWh (2 KASIM 1998)

Oda sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTiç	21
Oda sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTiç	14.7
Oda bağıl nemi	[%]	∅	50
Dış hava sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KTdış	26
Dış hava sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YTdış	22.7
Dış hava bağıl nemi	[%]	∅	75
$\Delta KT = (KT_{dış} - KTiç) \cdot \eta$	[°C]	ΔKT	3.1850
$\Delta YT = (YT_{dış} - YTiç) \cdot \eta$	[°C]	ΔYT	5.0960
$KTs = KT_{dış} - \Delta KT$	[°C]	KTs	22.8150
$YTs = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YTs	17.6040
Dış hava entalpisi	[kJ/kg]	hd	66.60
Eşanjör çıkış entalpisi (KTs ve YTs ile Psikrometrikten)	[kJ/kg]	hs	49.61
İç hava entalpisi	[kJ/kg]	hi	40.7790
$\Delta h = (hd - hs) \cdot \eta$	[kJ/kg]	Δh	10.8226
Enerji tasarrufu; $Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₂	39.6829
Elektrik tasarrufu; $Te = Q_2 \cdot t / COP$	[kW.h/AY]	Te	10204.19
Paraca tasarruf; $Pt = Te \cdot Ep$	[TL/AY]	Pt	241155717
Enerji geri kazanımsız batarya yükü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (hd - hi) \cdot (1 / 3600)$	[kW]	Q ₁	94.6770
Enerji geri kazanımlı batarya yükü; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	54.9940









9. PLAKALI EŞANJÖRLERLE YAPILAN DENEYLER

9.1. Deneyin Amacı

Bu deneyde, farklı lamel hatvelerine sahip havadan havaya ısı geri kazanımı sağlayan plakalı eşanjörlerin testleri yapılmıştır. Taze hava miktarı = Egzost havası miktarı ön şartını sağlayan üç farklı hava debisinde deney sonuçları alınmıştır.

Egzost havası tarafında yoğunlaşma olmaksızın;

Egzost havası giriş sıcaklığı =24°C

Taze hava giriş sıcaklığı =6 °C

değerleri sabit tutulmaya çalışılmıştır.

9.2. Deney Şartları

Egzost havası giriş sıcaklığı =24 °C

Taze hava giriş sıcaklığı =6 °C

Debi oranı₁ (q₁ / q₂) =2000 m³/h

Debi oranı₂ (q₁ / q₂) =3100 m³/h

Debi oranı₃ (q₁ / q₂) =4400 m³/h

9.3. Kullanılan Simgeler

t_{1.g} Egzost havasının eşanjöre giriş sıcaklığı [°C]

t_{1.ç} Egzost havasının eşanjörden çıkış sıcaklığı [°C]

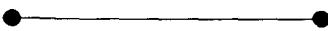
t_{2.g} Taze havanın eşanjöre giriş sıcaklığı [°C]

t_{2.ç} Taze havanın eşanjörden çıkış sıcaklığı [°C]

q₁ Egzost havası debisi [m³/h]

q₂ Taze hava debisi [m³/h]

ΔP Basınç düşüşü [Pa]



ρ_1	Egzost havasının ortalama yoğunluğu	(1,27kg/m ³)
C_1	Egzost havasının ortalama özgül ısısı	(1,00kj/kg°C)
Q_1	Egzost havasının enerjisi	[kW]

$$Q_1 = \rho_1 \cdot q_1 \cdot C_1 \cdot (t_{1.g} - t_{1.ç}) \cdot (1 / 3600)$$

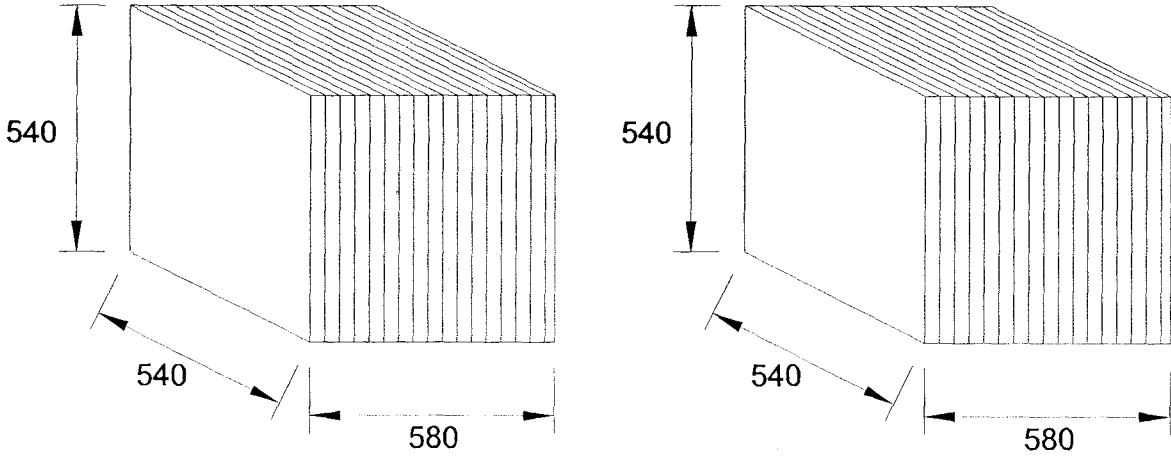
ρ_2	Taze havanın ortalama yoğunluğu	(1,20kg/m ³)
C_2	Taze havanın ortalama özgül ısısı	(1,00kj/kg°C)
Q_2	Taze havanın enerjisi	[kW]

$$Q_2 = \rho_2 \cdot q_2 \cdot C_2 \cdot (t_{2.ç} - t_{2.g}) \cdot (1 / 3600)$$

η	Isı verimi	[%]
--------	------------	-----

$$\eta = \frac{t_{2.ç} - t_{2.g}}{t_{1.g} - t_{2.g}} \cdot 100$$

9.4. Kullanılan Modeller

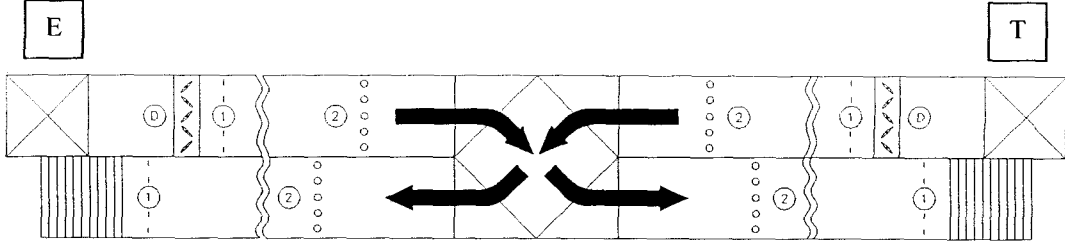


MODEL – a- YÜZEY ALANI= 31m²

MODEL – b- YÜZEY ALANI= 46m²

Şekil 9.1 Deneyde kullanılan modeller

9.5. Deney Düzenegi



Şekil 9.2. Deney düzenegi

- E Egzost Havası
 T Taze Hava
 D Hava Ayar Damperi
 1 Debi Ölçer
 2 Sıcaklık Ölçer

9.6. Deneyde Kullanılan Ölçüm Elemanları

1- Debi ölçer

Üretici :Hesco Pilgersteg AG.

Ölçüm aralığı :1000m³/h ÷ 6000m³/h

(DIN1952'ye göre 1996 yılında kalibrasyonu yapılmış)

Hatalı ölçüm yapma olasılığı = ölçülen değer ± %3

2- Sıcaklık ölçer

Thermocouple tip :K

Ölçüm aralığı :-5°C ÷ 280°C

3- Basınç kaybı ölçer

Üretici :Magnehelic

Model :---

Ölçüm aralığı :0Pa ÷ 500Pa

9.7. Deneyin Yapılışı

Öncelikle, alınan taze havanın hava damperinde debisi ayarlanmaya çalışıldı (teorik olarak belirtilen değerlere olabildiğince yaklaşıldı). Çıkan hava her seferinde debi ölçer ile ölçülüp uygun değer yakalandığında damperin klapesi sabitlendi. Bir süre beklenip hava akışı normale döndüğünde, hava akış yönüne göre damperden sonra gelen 16 adet thermocouple grubuyla taze havanın sıcaklığı ölçüldü. Aynı şekilde mahalden alınan egzost havasının öncelikle debisi hava ayar damperiyle ayarlanıp uygun değer debi ölçer ile yakalandığında damperin klapesi sabitlendi. Burada da teorik olarak belirtilen değere olabildiğince yaklaşıldı. Akış normale döndüğünde buradaki 16 adet thermocouple ile egzost havasının sıcaklığı ölçüldü.

Her iki hava grubu (egzost ve taze hava) akışlarına devam edip eşanjörü terk ettiğinde sıcaklıklar buradaki thermocouple grubuyla tekrar ölçüldü. Çıkış anında yapılan debi ölçümü ise hava gruplarının birbirlerine olabilecek sızmaları içindi. Hava gruplarının birbirlerine kaçağının olmadığı ölçümlerle doğrulandı.

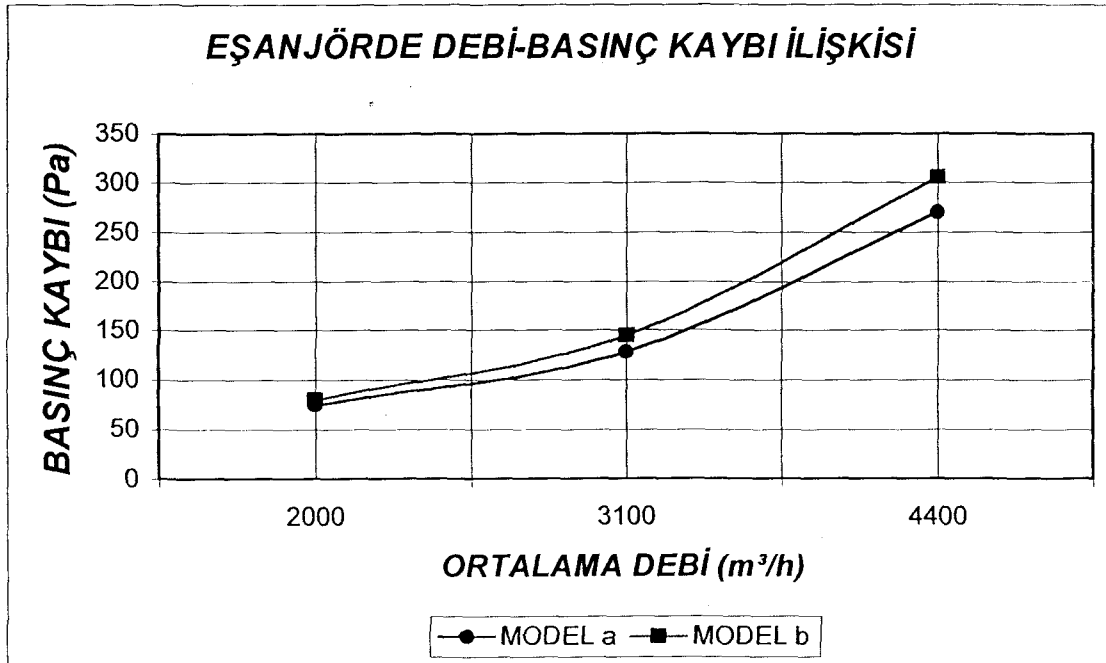
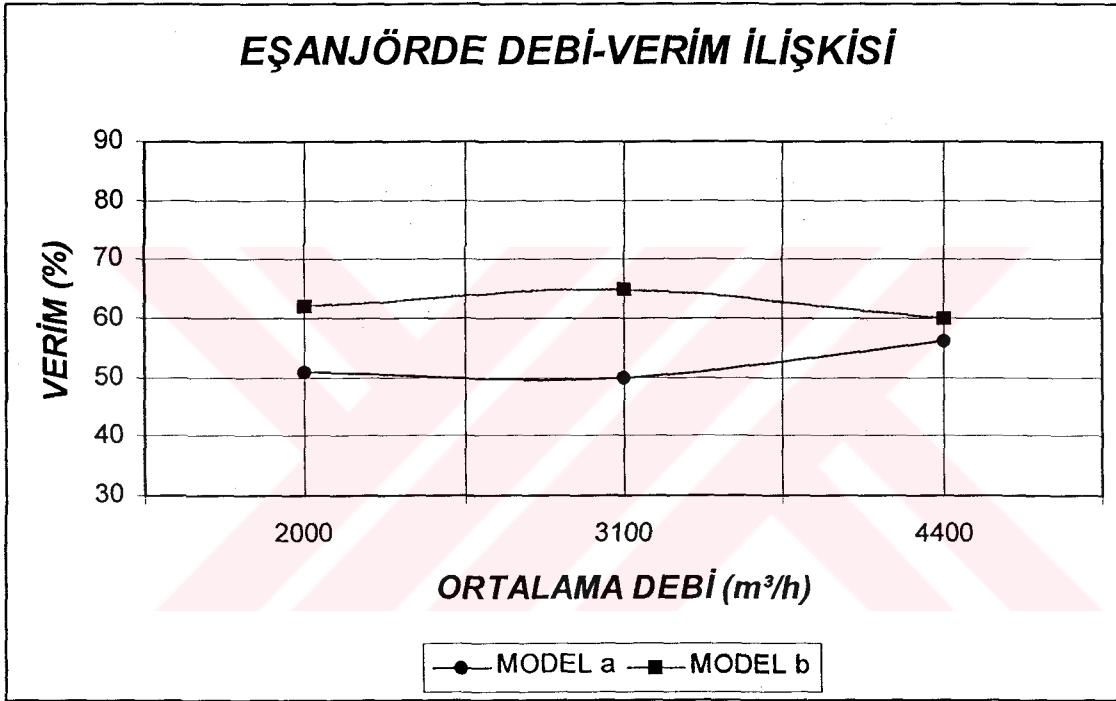
Bu iki hava grubu akışı devam ederken son olarak egzost havası tarafında eşanjörün hemen girişinden ve hemen çıkışından alınan iki hava ucunun (4'er mm çapında), basınç düşümünü ölçmek üzere ölçüm elemanına bağlantısı yapıldı. Akış esnasında ibre devamlı değiştiğinden ortalama değerler sonuç olarak yazılmıştır.

Her bir debi grubunda egzost ve taze hava, ölçüm şartları sağlandıktan sonra 20'şer dakika akıtılıp bu süre içinde de ölçümler yapılmıştır.

9.8. Deney Sonuçları

MODEL a										
q ₁ (m ³ /h)	q ₂ (m ³ /h)	t _{1.g} (°C)	t _{1.ç} (°C)	t _{2.g} (°C)	t _{2.ç} (°C)	η (%)	Q ₁ (kW)	Q ₂ (kW)	Q ₁ /Q ₂ (-)	ΔP (Pa)
2000	2000	23,8	15,2	6,1	15,2	51	6,097	6,095	1	75
3090	3100	24,0	15,3	5,9	14,9	50	9,529	9,345	1,02	128
4450	4380	24,0	14,8	5,9	16,0	56	14,545	14,817	0,98	270

MODEL b										
q ₁ (m ³ /h)	q ₂ (m ³ /h)	t _{1.g} (°C)	t _{1.ç} (°C)	t _{2.g} (°C)	t _{2.ç} (°C)	η (%)	Q ₁ (kW)	Q ₂ (kW)	Q ₁ /Q ₂ (-)	ΔP (Pa)
2000	2000	24	13,7	5,9	17,1	62	7,281	7,503	0,97	80
3100	3050	23,8	13,0	5,7	17,4	65	11,868	11,952	0,99	145
4400	4410	23,9	13,9	6,0	16,8	60	15,597	15,953	0,98	305



10. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bütün havada havaya enerji geri kazanım ekipmanlarının esas konusu, bir binanın veya prosesin enerji ve maliyet masraflarını, enerji giriş ve çıkış hava akımları arasında transfer ederek düşürmektir. İkinci bir konu da, destekleyici ekipmanların (soğutucu, ısıtıcı veya nemlendirici gibi) büyüklük ve maliyet masraflarının düşürülmesidir.

Bu kadar çeşitlilikte ısı geri kazanım cihazı mevcutken, uygulamalarda enerjinin verimli kullanılması ve atık ısıların geri kazanılması sistem tasarımcıları olan tesisat mühendislerinin projelendirmede dikkat etmeleri gereken en önemli konu olmalıdır.

Sistem ve cihazların avantajları aşağıdaki şekilde tekrar özetlenebilir;

- a) Isı yükü ihtiyacının azaltılması
- b) Nemlendirici olan sistemlerde enerjinin azaltılması
- c) Soğutma yükünün azaltılması
- d) Atmosferin daha az kirlenmesi

Havadan havaya enerji geri kazanım sistemleri içinde en yüksek verimliliğe sahip döner tip eşanjörler; boyutları, az bakım gerektirmeleri, hem duyulur hemde gizli ısıyı transfer etme özelliklerinden dolayı tüm dünyada öncelikli olarak tercih edilmektedir.

Ülkemizde henüz yeni yaygınlaşmaya başlayan bu cihazların tanıtımı uygun şekilde yapılmalı, faydalılığı üzerine bilgiler verilmelidir. Ayrıca kurulacak yeni endüstriyel ve konfor klimalarda bu cihazların kullanılması, gerekiyorsa uygun yasalarla desteklenmelidir.

KAYNAKLAR

- Applied Thermal Engineering, (1998), “Heat Recovery Sytems and CHP”, vol.18.
- ASHRAE Handbook Equipment Volume, (1988), Air to Air Energy Recovery Equipment, Chapter 35.
- Delta Plus “Heat Exchangers”.
- Enerji tasarrufu teknikleri el kitabı, (1983), F.C. Müller kitabevi, Karlsruhe.
- Güngör A., (1993), Tesisat Mühendisliği – Aralık, “Enerji Geri Kazanım Sistemleri”, 7.
- Güngör A., (1993), Tesisat Mühendisliği – Aralık, “Bazı Isı Değişicilerle Geri Kazanım Sistemleri”, 21.
- İmaret, A., (1997), Termodinamik-Mayıs, “HVAC Sistemlerinde Isı Geri Kazanımı ile Enerji Tasarrufu” 63.
- Jarnagin R.E., (1998), University of Florida - Florida Cooperative Extension Service “Heat Recovery From Air Conditioning Units”.
- Kraftanlagen Heilderberg, (1986), Energy Saving in Building HVAC Systems Engineering Instruction.
- Kraftanlagen Heilderberg, “Rototherm Warmerückgewinner”.
- Munters Heat Recovery Booklet, (1988), “Econovent Rotary Heat Exchanger”.
- Oğluata, R.T. ve Küçük, A., (1997), Mühendis ve Makina, “Levhali ve Döner Tip Isı Değiştirgeçlerinin Karşılaştırılması”, 450:47.
- Rasyonel enerji kullanımı, (1986), “Üretici ve kullanıcılar için olanaklar”, Journal “Innovation”.
- Reay, D.A., (1979), Heat Recovery Systems, E&F.N.London Halstead-Wiley, NewYork.
- Recuperator, “Heat recovery equipment”
- Rosenberg, “Plattenwarmetauscher Luft-Luft”.
- Rototherm, “Top of Europe Heat Recovery Equipment”.
- Wolf Klimatechnik Booklet, (1987), “Heat Recovery Systems”.
- Yılmaz T. ve Cihan, E., (1993), Tesisat Mühendisliği–Aralık, “Döner Tip Rejeneratör”, 29.