

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

139669

ENDÜSTRİYEL ISI GERİ KAZANIM
SİSTEMLERİNDEKİ SON GELİŞMELERİN
İNCELENMESİ ve TEKSTİL
SANAYİNDEKİ UYGULAMALARI

Mak. Müh. Sami Tuğrul YAYIM

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan HEPERKAN

İSTANBUL, 2003

T.C. YATIRIM MENKUL DEĞERLER A.Ş.
İNVESTASYON MERKEZİ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖNSÖZ.....	xiii
ÖZET.....	xiv
ABSTRACT	xv
1 GİRİŞ.....	1
2 ENDÜSTRİYEL TESİSLERDE UYGULANAN ISI GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN KULLANIM AMAÇLARI	2
3 ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN UYGULAMA ALANLARI	3
3.1. Prosesten Prose Enerji Geri Kazanım	3
3.2. Prosesten Konfora Enerji Geri Kazanım	4
3.3. Konfordan Konfora Enerji Geri Kazanım	4
4 ENDÜSTRİYEL ISI GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN SINIFLANDIRILMASI	7
5 SIVI-SIVI ve GAZ-SIVI ISI GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ	8
5.1. Plaka Tipi Isı Değiştiricileri	8
5.1.1. Plaka Tipi Isı Değiştiricilerinin Konstrüksiyonlarına Göre Sınıflandırılması	8
5.1.1.1. Contalı Plakalı Isı Değiştiricileri	8
5.1.1.2. Spiral Plakalı Isı Değiştiricileri.....	11
5.1.1.3. Lamelli Isı Değiştiricileri.....	14
5.1.1.4. İnce Film Isı Değiştiricileri.....	15
5.1.1.5. Plakalı Kanatlı Isı Değiştiricileri	16
5.1.2. Plakalı Isı Değiştiricilerinde Dizayn Çalışması.....	17
5.1.3. Performans	18
5.1.4. Basınç Düşümü ve Akım Sızıntısı.....	19
5.1.5. Faz Değişimi.....	20
5.1.5.1. Egzost Hava Akımı İçerisinde Yoğuşma.....	20
5.1.5.2. Egzost Hava Akımı İçerisinde Buharlaşma.....	22
5.1.6. Plakalı Isı Değiştiricilerine Ait Bazı Pratik Uygulama ve Bilgiler.....	22
5.2. Borulu Isı Değiştiricileri	25
5.2.1. Düz Borulu Isı Değiştiricileri	26
5.2.2. Spiral Borulu Isı Değiştiricileri.....	27
5.2.3. Gövde Borulu Isı Değiştiricileri	28
5.2.4. Özel Gövde Borulu Isı Değiştiricileri.....	47
5.3. Isı Pompalı Isı Geri Kazanım Sistemleri	48
5.3.1. Isı Pompalarına İlişkin Genel Bilgiler	48
5.3.2. Isı Pompalarının Termodinamiksel İncelenmesi	51
5.3.3. Isı Pompasına İlişkin Teorik Nitelikli Mutlak Sıcaklık-Entropi Diyagramı.....	53

5.3.4.	Isı Pompası Çeşitleri	56
5.3.5.	Isı Pompasının Performans Katsayısı	57
5.3.6.	Isı Pompasının Kullanım Alanları	59
5.3.6.1.	Endüstride Kullanılan Isı Pompaları.....	59
5.3.6.1.1.	Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Sistemler.....	59
5.3.6.1.2.	Kapalı Çevrimde Çalışan Sıkıştırılmalı Isı Pompaları.....	60
5.3.6.1.3.	Tersinir Brayton Model Sirkülasyonlu Isı Pompaları.....	60
5.3.6.1.4.	Absorpsiyonlu Isı Pompaları	61
5.3.6.2.	Endüstride Isı Pompasının Kullanım Alanları	61
5.4.	Buhar Kazanlarında Blöf İşleminden Isı Geri Kazanımı.....	62
5.4.1.	Kesikli ve Sürekli Blöf	64
5.4.2.	Blöf İşleminden Isı Geri Kazanımı.....	66
5.4.3.	Blöf Kontrolü.....	68
6.	GAZ-GAZ ISI GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ	72
6.1.	Termosifon Tip Isı Değiştiricileri	73
6.1.1.	Genel Bilgi.....	73
6.1.2.	Çalışma Prensibi	73
6.1.3.	İki Fazlı Termosifonun Özellikleri	74
6.1.4.	Sızdırmaz Boru Tipi Termosifon.....	75
6.1.5.	Serpantin Devreli Termosifon	76
6.2.	İkiz Kule Tipi Isı Geri Kazanım Devreleri	78
6.2.1.	Genel Bilgi.....	78
6.2.2.	Tasarımda Dikkat Edilecek Hususlar	79
6.2.2.1.	Çalışma Sıcaklığı Limitleri.....	79
6.2.2.2.	Statik Basınç Etkileri	79
6.2.2.3.	Entalpi Geri Kazanım Verimliliği.....	79
6.2.2.4.	Hava Akımı ve Basınç Düşüşü	79
6.2.2.5.	Karşı Kirleticilik	80
6.2.2.6.	Bina veya Proses Atık Madde Kirleticilerinin Etkisi	80
6.2.2.7.	Kış İşletmesi	80
6.2.2.8.	Çok Sayıda Kulenin Kullanılması	81
6.2.3.	Bakım.....	81
6.3.	Isı Borulu Enerji Geri Kazanım Sistemleri.....	83
6.3.1.	Genel Bilgi.....	83
6.3.2.	Isı Boruları Yapımında Kullanılan Malzemeler	84
6.3.2.1.	Isı Borusu Malzemeleri.....	84
6.3.2.2.	Fitil Malzemeleri	85
6.3.2.3.	Düşük Sıcaklık Uygulamaları İçin Isı Borusu Çalışma Akışkanları	85
6.3.3.	Isı Boruları Tasarımı.....	86
6.3.4.	Isı Borularının İmalat Tekniği	87
6.3.5.	Isı Borulu Isı Değiştiricilerinin Özellikleri.....	88
6.3.6.	Isı Borulu Isı Değiştiricilerinde Karşı Kirleticilik	92
6.3.7.	Isı Borulu Isı Değiştiricilerinin Temizlenmesi ve Bakımı.....	93
6.3.8.	Isı Borulu Isı Değiştiricilerinin Verimliliği	93
6.3.9.	Isı Borulu Isı Değiştiricilerinde Basınç Düşümleri.....	96
6.3.10.	Isı Borulu Isı Değiştiricilerinde Uygulanan Kontrol Sistemleri.....	96
6.4.	Flaş Buhar ile Isı Geri Kazanımı	98
6.4.1.	Genel Anlamda Buhar Kullanımının Avantajları	98
6.4.2.	Flaş Buharın Kullanılma Nedenleri	98

6.4.3.	Flaş Buharın Elde Edilmesi	100
6.4.4.	Flaş Buhar Elde Edilmesinde Dikkat Edilecek Hususlar.....	102
6.4.5.	Flaş Buharla Enerji Geri Kazanılması	102
6.4.5.1.	Isıtma Bataryalarında Uygulama	102
6.4.5.2.	Isı Değiştiricilerde Uygulama.....	103
6.4.5.3.	Isıtma Cihazlarında Uygulama	103
6.4.5.4.	Ceketli Isıtma Kazanlarında Uygulama.....	104
6.4.5.5.	Kazan Dairesinde Uygulama	104
6.5.	Döner Tip Isı Değiştiricileri (Isı Tekeri).....	105
6.5.1.	Genel Bilgi.....	105
6.5.2.	Döner Tip Isı Değiştiricilerinde Prosesin Psikometrik Diyagramda İncelenmesi	107
6.5.2.1.	Yaz İşletmesi.....	107
6.5.2.2.	Kış İşletmesi	107
6.5.2.3.	Don Olayı.....	107
6.5.3.	Verimlilik.....	109
6.5.4.	Performans	110
6.5.5.	Konstrüksiyon.....	110
6.5.6.	Matris Malzemesi ve Geometrisi.....	110
6.5.7.	Çapraz Kirlenme	111
6.5.7.1.	Taşma (Carry-over).....	111
6.5.7.2.	Kaçak (Leakage)	112
6.5.8.	Filtrasyon.	114
6.5.9.	Kontrol Yöntemleri.....	115
6.5.9.1.	Isı ve Soğu Geri Kazanım Kontrolü	116
6.5.9.2.	Don Kontrolü	117
6.5.9.3.	Isı Değiştiricisi Hız Kontrolü.....	117
6.5.10.	Döner Tip Isı Değiştiricilerinin Rotor Malzemesinin Seçimi.....	118
6.5.11.	Bakım.....	119
6.5.12.	Döner Tip Isı Değiştiricilerinin Uygulama Şekilleri ve Alanları	119
7.	ŞARTLANDIRMA DAİRELERİNDE KULLANILAN KURUTUCULAR ve BUNLARDA ENERJİ TASARRUFU İMKANLARI	22
7.1.	Ön Kurutma	123
7.2.	Esas Kurutma.....	126
7.2.1.	Taşınım Kurutma	129
7.2.1.1.	Taşınım Kurutmada Hava Akımı.....	132
7.2.1.2.	Kurutma Hızının Arttırılması	135
7.2.1.3.	Taşınım Kurutucularda Enerji Bilançosu	140
7.2.1.4.	Termofiksaj, Termosolleme ve Kondensasyon İşlemlerinde Atık Hava Miktarının Ayarlanması.....	147
7.2.1.5.	Taşınım Kurutucularda Isıtma Sistemleri	150
7.2.1.5.1.	Basınçlı Buhar Isıtması.....	150
7.2.1.5.2.	İndirekt Fuel-oil veya Doğal Gaz Isıtması.....	150
7.2.1.5.3.	Kızgın Yağ Çevrimi Isıtması.....	151
7.2.1.5.4.	Direkt Doğal Gaz Isıtması	151
7.2.1.5.5.	Kızgın Buharla Kurutma.....	153
7.2.1.5.6.	Soğularak Isıtma	153
7.2.2.	İletimle Kurutma.....	154
7.2.3.	İşnılama veya Yüksek Frekansla Kurutma.....	155
7.2.4.	Yakarak Kurutma.....	157

8.	ŞARTLANDIRMA DAİRELERİNDE ENERJİ ÜRETİMİ ve DÖNÜŞÜMÜ	161
8.1.	Buhar Üretimi	162
8.1.1.	Aşırı Havayla Yakmanın Önlenmesi	162
8.1.2.	Baca Gazlarının Mümkün Derece Soğutulduktan Sonra Dışarı Atılması	163
8.1.3.	Tuzlu Kazan Suyunu Boşaltmada (blöf) Otomatik Donanım Kullanılması	164
8.1.4.	Yüksek Basıncılı (kapalı) Kondens Suyu Tesisatının Kullanılması	166
8.2.	Şartlandırma İşletmelerinde Elektrik Enerjisi Üretimi	169
8.3.	Isı Pompaları	173
8.4.	Isı Enerjisi Geri Kazanım Cihazları	177
8.4.1.	Isı Enerjisi Geri Kazanmada Rejeneratif Sistemler	178
8.4.2.	Isı Enerjisi Geri Kazanımında Reküperatif Sistemler	179
8.4.2.1.	Isı Transferinin Yüzeyde Meydana Geldiği Reküperatif Sistemler	179
8.4.2.2.	Aracılı Reküperatif (İndirekt Rejeneratif) Sistemler	181
8.4.3.	Atık Kurutma Havasından Isı Enerjisinin Geri Kazanılması	182
8.4.3.1.	Ekstern Isı Geri Kazanma Değiştiricileri	182
8.4.3.2.	Entegre Isı Geri Kazanma Değiştiricileri	182
8.4.4.	Atık Flotteden Isı Enerjisinin Geri Kazanılması	186
8.4.4.1.	Merkezi Olmayan Isı Geri Kazanma Tesisleri	187
8.4.4.1.1.	Kesiksiz Çalışan Her Makineye Ayrı Bir Değiştiricisi Takılması	187
8.4.4.1.2.	Kesikli Çalışan Tek veya Grup Makineye Isı Değiştiricisi Bağlanması	188
8.4.4.2.	Merkezi Isı Geri Kazanma Tesisleri	189
9.	TEKSTİL SANAYİİNDE ISI GERİ KAZANIM UYGULAMASI	190
9.1.	Boyahanelerde Başlıca Isı Tasarrufu Kaynakları	190
9.2.	Bir Boyahanedeki Isı Geri Kazanım Sisteminin Projelendirilmesi	192
9.2.1.	Projenin Bölümleri	192
9.2.2.	Projenin Çevre Korumasına Katkıları	192
9.2.3.	Projenin Tabii Kaynakların Rasyonel Kullanımına Katkıları	192
9.2.4.	Projenin Ülke Ekonomisine Katkıları	192
9.2.5.	Tekstil Sanayiinde Isı Geri Kazanım Sistemleri Kurulumunda Dikkat Edilecek Hususlar	192
9.2.6.	Isı Geri Kazanım Hesaplamaları	194
9.2.6.1.	Atık Sulardan Isı Geri Kazanımı	194
9.2.6.2.	Degazör-Flaş Buhar Uygulamasından Isı Geri Kazanımı	195
10.	ENERJİ GERİ KAZANIMININ TERMODİNAMİKSEL İNCELENMESİ	196
10.1.	Hesap Yöntemi	196
10.1.1.	Sadece Duyulur Isı Transferi Yapan Isı Değiştiricileri	196
10.1.1.1.	Yük Tasarrufu	196
10.1.1.2.	Enerji Tasarrufu (grafik yöntem)	196
10.1.1.3.	Isı Değiştiricinin Kendini Geri Ödeme Süresi	198
10.1.2.	Hem Duyulur Hem de Gizli Isı Transferi Yapan Isı Değiştiriciler	198
10.1.2.1.	Yük Tasarrufu	198
10.1.2.2.	Entalpi Tasarrufu	198
10.1.2.3.	Enerji Tasarrufu	199
10.1.2.4.	Nem Geri Kazanımı	199
10.1.2.5.	Taze Hava Özgül Nemi	199

10.1.2.6. Yıllık Nem Geri Kazanımı (grafik yöntem)	199
10.1.2.7. Gizli Isı Geri Kazanımı.....	200
10.1.2.8. Toplam Enerji Geri Kazanımı	200
10.1.3. Soğu Geri Kazanımı	200
10.1.3.1. Taze Hava Entalpisi.....	201
10.2. Tekstil Sanayiindeki Bir Klima Sisteminde Enerji Geri Kazanım Örneği	201
10.2.1. Enerji Geri Kazanımsız Sistemlerin Şematik Resimleri.....	203
10.2.2. Enerji Geri Kazanımlı Sistemlerin Şematik Resimleri.....	204
10.2.3. Sistem Enerji Geri Kazanımsız Olarak Düşünüldüğünde Toplam Batarya Gücü...205	
10.2.4. Kış Mevsimi İçin Enerji Geri Kazanım Hesabı	206
10.2.4.1. Isı Değiştiricisi Çıkış Şartlarının Hesabı	206
10.2.4.2. Batarya Yüğü	206
10.2.4.3. Enerji Tasarrufu	206
10.2.4.4. Yakıt Tasarrufu	207
10.2.5. Yaz Mevsimi İçin Enerji Geri Kazanım Hesabı	207
10.2.5.1. Entalpi Geri Kazanımı	207
10.2.5.2. Enerji Tasarrufu.....	207
10.2.5.3. Elektrik Tasarrufu.....	207
10.2.6. Aylara göre İki Ayrı Rotor Çapı İçin Isı Geri Kazanım Hesaplaması.....	208
11. ENERJİ GERİ KAZANIMININ MALİYET AÇISINDAN İNCELENMESİ.....	232
11.1. Yakıttan Olan Tasarrufun Hesaplanması	232
11.2. Elektrikten Olan Tasarrufun Hesaplanması.....	232
11.3. Batarya Maliyetlerinden Tasarrufun Hesaplanması	232
11.4. Rotor Çapı 1700 mm Olan Isı Tekerı İçin Örnek Uygulama	233
11.5. Rotor Çapı 1395 mm Olan Isı Tekerı İçin Örnek Uygulama	234
12. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	235
KAYNAKLAR	236
EK1	
Çerkezköy’de bulunan bir boyahanedeki ısı geri kazanım sistemini tesisat resmi	
ÖZGEÇMİŞ.....	238

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Prosesten prosese duyulur ısı değiştirici.....	3
Şekil 3.2. Prosesten konfora duyulur ısı değiştirici	4
Şekil 3.3. Konfordan konfora duyulur ısı değiştirici	5
Şekil 3.4. Konfordan konfora toplam ısı değiştirici.....	6
Şekil 5.1. Contalı plakalı ısı değiştiricilerin montajlı durumu.....	9
Şekil 5.2. Contalı plakalı ısı değiştiricilerinde levhalar arasında akış	9
Şekil 5.3. Contalı plakalı ısı değiştiricilerinde levhaların çeşitli şekillerde yerleştirilmesi.....	10
Şekil 5.4. Spiral-eksenel akışlı spiral levhalı ısı değiştiricinin genel görünüşü	11
Şekil 5.5. Yoğuşturucu olarak kullanılan spiral plakalı ısı değiştirici	11
Şekil 5.6. İki kanalda spiral akışın olduğu spiral plakalı ısı değiştirici	12
Şekil 5.7. Spiral plakalı ısı değiştirici kesiti	12
Şekil 5.8. Ters akımlı spiral plakalı ısı değiştirici	13
Şekil 5.9. Farklı bir akış şekilli spiral plakalı ısı değiştirici	13
Şekil 5.10. Yoğuşturucu olarak kullanılabilen bir spiral plakalı ısı değiştiricide akış	13
Şekil 5.11. Yoğuşturucu olarak kullanılabilen bir spiral plakalı ısı değiştirici kesiti.....	13
Şekil 5.12. Lamelli ısı değiştiricinin boyuna kesiti	14
Şekil 5.13. Lamelli ısı değiştiricinin enine kesiti	14
Şekil 5.14. İnce film ısı değiştirici	15
Şekil 5.15. Rotor	15
Şekil 5.16. Plakalı kanatlı ısı değiştirici prensibi	16
Şekil 5.17. Plakalı kanatlı ısı değiştiricilerde kullanılan bazı kanat tipleri.....	16
Şekil 5.18. Kanatlı ve kanatsız plakalı ısı değiştiricileri.....	17
Şekil 5.19. Sabit plakalı değiştiriciler için tipik basınç düşümü ve verimlilik eğrisi	18
Şekil 5.20. Dengelenmemiş akım için tipik geri kazanım faktörü.....	19
Şekil 5.21. Plakalı ısı değiştiricilerde çeşitli sıcaklıklardaki akım-basınç düşümü	19
Şekil 5.22. Plakalı ısı değiştiricilerde dengeli akım için yoğuşma hali	20
Şekil 5.23. Plakalı ısı değiştiricilerde dengelenmemiş akım için yoğuşma hali.....	20
Şekil 5.24. İndirekt evaporatif soğutmanın termodinamik prosesi.....	22
Şekil 5.25. Plakalı ısı değiştiricilerin gövdesi.....	23
Şekil 5.26. Plakalı ısı değiştiricide hava akışı	23
Şekil 5.27. Plakalı ısı değiştiricide plaka kesiti	23
Şekil 5.28. Plakalı ısı değiştiricinin kanal içi uygulaması	24
Şekil 5.29. Plakalı ısı değiştiricinin kanal kesitindeki görünümü.....	25
Şekil 5.30. Plakalı ısı değiştiricinin çapraz iki plakasındaki ısı dağılımlı	24
Şekil 5.31. Çift borulu ısı değiştirici.....	26
Şekil 5.32. İçteki borusu üzerinde ekstenel kanatlar bulunan çift borulu ısı değiştirici	27
Şekil 5.33. Depo içine yerleştirilmiş spiral borulu ısı değiştirici.....	28
Şekil 5.34. Gövde borulu ısı değiştiricinin prensip şeması.....	28
Şekil 5.35. Gövde borulu ısı değiştiricinin resmi	29
Şekil 5.36. TEMA standartlarına göre üretilmiş gövde borulu ısı değiştirici tasarımları	33
Şekil 5.37. Gövde borulu ısı değiştiricide şaşırtma levhalarının gösterimi	34
Şekil 5.38. Gövde borulu ısı değiştiricide kayar kafalar.....	35
Şekil 5.39. Gövde borulu ısı değiştiricilerinin imalat toleransları	37
Şekil 5.40. Boru demeti düzenlemeleri.....	37
Şekil 5.41. Gövde ile boru demeti arasındaki boşluk	38
Şekil 5.42. Makineto işlemi	38
Şekil 5.43. Boruların boru aynasına tespiti.....	39
Şekil 5.44. ubuk tipi şaşırtma ve destek elemanları.....	40
Şekil 5.45. Levha tipi şaşırtma ve destek elemanları.....	42

Şekil 5.46. Giriş ve çıkış ağızlarının gövdeye bağlantısı.....	43
Şekil 5.47. Kafa içinde akışı bölen levhalarda sızdırmazlık.....	44
Şekil 5.48. Akışı bölücü boyuna levhalarla sızdırmazlık	44
Şekil 5.49. Korumalı gövde-borulu ısı değiştirici	45
Şekil 5.50. Grafit gövdeli ısı değiştiricileri.....	46
Şekil 5.51. Şaşırtma levhalarını destekleyen çubukların konstrüksiyonları.....	47
Şekil 5.52. Bir ısı pompasının donatım elemanları ile sıcak ve soğuk kaynaklara ilişkin sıcaklık diyagramları.....	50
Şekil 5.53. İdeal nitelikli teorik Carnot çevrimine ilişkin prensip şeması.....	52
Şekil 5.54. Gerçek nitelikli ısı pompası çevrimine ilişkin prensip şeması	52
Şekil 5.55. Isı pompasının ideal ısıtma performans katsayısı değişimi	58
Şekil 5.56. Açık çevrimli mekanik buhar sıkıştırılmalı sistem	59
Şekil 5.57. Isı değiştiricili mekanik buhar sıkıştırılmalı sistem.....	60
Şekil 5.58. Kapalı çevrim buhar sıkıştırılmalı sistem	60
Şekil 5.59. Kurutma prosesinde kapalı çevrimli Brayton-ısı pompası kullanımı.....	61
Şekil 5.60. Blöften taze buhar elde edilmesi	66
Şekil 5.61. Isı değiştiricide ve blöfte taze buhar elde edilerek ısı geri kazanımı.....	66
Şekil 5.62. Besleme suyu kirlenmesinden kaçınılmış kazan blöf işleminden ısı geri kazanımı ..	67
Şekil 5.63. Zaman kontrollü kesikli blöf	70
Şekil 5.64. Otomatik kesikli blöf.....	71
Şekil 6.1. Tek yönlü ısı transfer eden sızdırmaz boru tipi termosifon.....	74
Şekil 6.2. İki yönlü ısı transfer eden sızdırmaz boru tipi termosifon	75
Şekil 6.3. İki yönlü ısı transfer eden serpantinli termosifon devresi (ısı $A \rightarrow B$, $B \rightarrow A$ olmak üzere iki yönlü transfer edilebilir.)	75
Şekil 6.4. İki yönlü ısı transfer eden serpantinli termosifon devresi (ısı $B \rightarrow A$, tek yönlü transfer edilebilir.)	76
Şekil 6.5. Çoklu serpantin devreli termosifonun seri bağlı olarak kullanılması.....	77
Şekil 6.6. Çok sayıda egzost kanalı ve taze hava kanalı bağlantılı serpantin devreli termosifon sistemi uygulaması.....	77
Şekil 6.7. İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresi.....	78
Şekil 6.8. İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde toplam enerji geri kazanım verimliliği	79
Şekil 6.9. İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde hava tarafı basınç düşümü.....	80
Şekil 6.10. İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde kış çalışması ve kontrolü.....	81
Şekil 6.11. İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde çok sayıda kulenin kullanımı	82
Şekil 6.12. Isı borusunun çalışma prensibi, bölgeleri ve bileşenleri.....	83
Şekil 6.13. Isı borulu ısı geri kazanma ünitesinin temel kısımları.....	87
Şekil 6.14. Isı borulu ısı değiştirici ile ısı geri kazanma üniteleri endüstriyel ve klima uygulama tipleri	89
Şekil 6.15. İklimlendirme sistemlerinde ısı borulu ısı değiştiricinin yazın taze havanın ön soğutulmasında, kışın taze havanın ön ısıtılmasında kullanılması	90
Şekil 6.16. Isı borulu değiştiricilerin yatay ve dikey hava akımlarındaki uygulama biçimleri ..	91
Şekil 6.17. Isı borulu ısı değiştiricilerin ısıtma ve soğutma mevsimlerinde uygulanması ve filtrelerin kullanımı	92
Şekil 6.18. Otomatik kanal içi spreyleme sistemi.....	94
Şekil 6.19. Kanal içi el ile kumandalı spreyleme tipi temizleme tasarımı	95
Şekil 6.20. Isı borulu ısı değiştirici verimliliğine dizi sıra sayısı ve hızların etkisi.....	96
Şekil 6.21. Isı borulu ısı değiştiricide by-pass damperleri ile besleme hava sıcaklığının ayarı ve don kontrolü	97
Şekil 6.22. Flaş buhar eldesinin şematik gösterimi	100
Şekil 6.23. Flaş buhar tankı	101

Şekil 6.24. Isıtma bataryalarında flaş buhar uygulaması	102
Şekil 6.25. Şematik olarak ısı değiştiricilerinde uygulamanın gösterimi	103
Şekil 6.26. Şematik olarak ısıtma cihazlarında uygulamanın gösterimi.....	103
Şekil 6.27. Ceketli ısıtma kazanlarında uygulamanın şematik gösterimi	104
Şekil 6.28. Kazan dairesindeki uygulamanın şematik gösterimi	104
Şekil 6.29. Döner tip ısı değiştiricinin görünümü.....	105
Şekil 6.30. Döner tip ısı değiştiricinin kesiti	106
Şekil 6.31. Disk ve tambur tipli ısı tekeri	106
Şekil 6.32. Döner tip, duyulur ve toplam ısı değiştiricilerinde don olayı.....	108
Şekil 6.33. Döner tip ısı değiştiricilerinde taşma olayı.....	111
Şekil 6.34. Fanların yerleştirilmesi	112
Şekil 6.35. Döner tip ısı değiştiricilerinde filtre konumları.....	114
Şekil 6.36. Döner tip ısı değiştirici tekerinin hız kontrolü	115
Şekil 6.37. Döner tip ısı değiştiricide ısı ve soğu geri kazanımı	116
Şekil 6.38. Döner tip ısı değiştiricide don kontrol devresi	117
Şekil 6.39. Döner tip ısı değiştirici tekerinin hız kontrol devresi	118
Şekil 6.40. Döner tip ısı değiştiricinin uygulama şekilleri (1).....	119
Şekil 6.41. Döner tip ısı değiştiricinin uygulama şekilleri (2).....	120
Şekil 6.42. Döner tip ısı değiştiricinin uygulama şekilleri (3).....	120
Şekil 6.43. Döner tip ısı değiştiricinin uygulama şekilleri (4).....	121
Şekil 7.1. Roller jet squeezer ön kurutma makinesinin çalışma prensibi	125
Şekil 7.2. Taşınım kurutmanın 1.adımında kütle ve ısı transferinin şematik gösterimi	130
Şekil 7.3. Taşınım kurutmanın 2.adımında kütle ve ısı transferinin şematik gösterimi	131
Şekil 7.4. Emme tamburlu kurutucularda ters akım prensibinin uygulanışı.....	135
Şekil 7.5. Pamuklu kumaşta kalan higroskopik nem miktarına bağlı olarak verim ve maliyetin değişmesi	139
Şekil 7.6. Ramözün enerji bilançosu	140
Şekil 7.7. Kurutma havasındaki nem miktarını ölçerek atık hava bacasındaki klapeleri otomatik açıp kapama donatımı.....	144
Şekil 7.8. Atık ve temiz hava miktarlarının otomatik kontrol ve ayarına örnek	146
Şekil 7.9. Özgül enerji tüketiminin termofiksaj süresine ve atık hava miktarına bağlı olarak değişimini gösteren grafik	148
Şekil 7.10. Kızgın buharla ve sıcak havayla yapılan taşınım kurutmaların enerji tüketimlerinin karşılaştırılması	152
Şekil 7.11. Isı pompası yardımıyla soğutarak ısıtma.....	154
Şekil 7.12. Remaflam kurutma tesisi	158
Şekil 7.13. Remaflam tesisinde kumaş geçiş hızının ayarlanmasına ait diyagramlar	159
Şekil 8.1. Buhar kazanı ve ekonomizer	165
Şekil 8.2. Tuzlu kazan suyunu boşaltma (blöf) otomatik donatımı.....	167
Şekil 8.3. Isı dönüştürme sistemlerinde enerji verimi ve enerji kaybı.....	168
Şekil 8.4. Rankine çevrim işlemi.....	171
Şekil 8.5. Freon 12'nin ısı pompasındaki sirkülasyonuna ait basınç-entalpi diyagramı	173
Şekil 8.6. Kapalı devreli bir ısı pompasının çalışma prensibi	174
Şekil 8.7. Kapalı devreli bir ısı pompasının entalpi-entropi diyagramı ve çalışma prensibi.....	175
Şekil 8.8. Su buharı ile çalışan ve kompresöründe su halkası bulunan ısı pompasının çalışma prensibi ve entalpi-entropi diyagramı	176
Şekil 8.9. Açık devreli termo-kompresyon tesisinin çalışma prensibi	177
Şekil 8.10. Aracsız reküperatif ısı geri kazanma ünitesi	180
Şekil 8.11. Isı borusu	181
Şekil 8.12. Serpantinli ısı değiştirici kullanarak atık sıcak hava ile su ısıtılması.....	184
Şekil 8.13. Su kulesi kullanılarak ısı geri kazanımı.....	185

Şekil 8.14. İki basamaklı ısı değiştirici sistemi ile ısı geri kazanımı.....	186
Şekil 8.15. Kesiksiz alışan bir sisteme ısı geri kazanımı donatımı bağlanması.....	187
Şekil 8.16. Kesikli alışan bir grup makineye ısı değiştirici bağlanması	188
Şekil 8.17. Merkezi ısı geri kazanma tesisi	189
Şekil 10.1. Dış Hava Süreklilik diyagramı	197
Şekil 10.2. Yıllık Isı Harcaması.....	197
Şekil 10.3. Soğu Geri Kazanımı	201
Şekil 10.4. Kış sezonu n ısıtmalı enerji geri kazanımsız sistemin şematik gösterimi	203
Şekil 10.5. Kış sezonu n ısıtmasız enerji geri kazanımsız sistemin şematik gösterimi	203
Şekil 10.6. Yaz sezonu enerji geri kazanımsız sistemin şematik gösterimi	204
Şekil 10.7. Kış sezonu enerji geri kazanımlı sistemin şematik gösterimi	204
Şekil 10.8. Yaz sezonu enerji geri kazanımlı sistemin şematik gösterimi.....	205

Şekil EK-1. rnek bir ısı geri kazanma sisteminin şematik gösterim



ÇİZELGELER LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 5.1. Çeşitli egzost havası şartlarında don başlangıç sıcaklığı.....	21
Çizelge 5.2. TEMA tarafından hazırlanan standart gövde tipleri ile ön ve arka kafalar	30
Çizelge 5.3. Gövde borulu ısı değiştiricilerinde tavsiye edilen hızlar ve basınçlar.....	36
Çizelge 5.4. C ve n katsayıları	41
Çizelge 5.5. Kafa içinde akışı bölen levha kalınlıkları	45
Çizelge 5.6. Sentetik reçine emdirilmiş grafitte ait fiziksel özellikler	47
Çizelge 5.7. Bir kazan içindeki kireç tortusundan dolayı oluşan yakıt kullanım oranı	63
Çizelge 5.8. Kazan suyu konsantrasyonunun tavsiye edilen sınırları.....	63
Çizelge 5.9. Fazla yakıt kullanımında kazandan çekilen blöf oranının etkisi	64
Çizelge 5.10. Blöf debisi, kazan basıncı,vana boyutları arasındaki ilişkinin diyagramı	65
Çizelge 5.11. Değişik su şartları için blöf ihtiyacı.....	71
Çizelge 6.1. Bazı çalışma akışkanları ve bazı malzemeler için uyumluluk verileri	84
Çizelge 6.2. Düşük sıcaklık uygulamaları için bazı ısı borusu çalışma akışkanları	86
Çizelge 6.3. Isı borulu ısı değiştiricilerinin kullanılabilceği yerler	89
Çizelge 6.4. 1 kg flaş buhar / kg kondens	99
Çizelge 6.5. Flaş buhar tankı boyutları.....	101
Çizelge 6.6. Döner tip ısı değiştiricilerinde rotor malzemesi seçimi.....	118
Çizelge 7.1. Hydrofuga ve fularda yapılan ön kurutmaların karşılaştırılması.....	124
Çizelge 7.2. Değişik liflerden yapılmış tekstil mamullerinde merdaneler arasındaki sıkma, Matex- Vac makinesinden geçirme sonucu kalan su miktarlarına örnekler.....	124
Çizelge 7.3. 1 kg Pamuklu kumaşın kurutulması için tüketilen enerji değişimi	128
Çizelge 7.4. Silindir kurutucuların kurutma veriminin değişimi	155
Çizelge 8.1. Ekonomizer vasıtasıyla enerji tasarrufuna örnek.....	163
Çizelge 8.2. Kazan besleme suyunda ve kazan içerisindeki suda bulunabilecek maksimum yabancı madde	166
Çizelge 8.3. Isı – elektrik enerjisi dönüşümü için uygun basınç ve sıcaklık	169
Çizelge 8.4. Atık havadan ısı enerjisi geri kazanılması.....	183
Çizelge 10.1. Dış hava dizayn değerleri	202
Çizelge 11.1. 1700 mm çaplı ısı tekeri için ısı geri kazanımı uygulanan ve uygulanmayan sistemlerin ısı kapasite yönünden karşılaştırılması	234
Çizelge 11.2. 1395 mm çaplı ısı tekeri için ısı geri kazanımı uygulanan ve uygulanmayan sistemlerin ısı kapasite yönünden karşılaştırılması	235

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın hazırlanması esnasında maddi ve manevi desteklerinden dolayı, sevgili teyzem Şeyhan Doğanay'a, başta annem olmak üzere tüm aileme, her zaman yanımda olan tek arkadaşım Hızır Çolak'a, manevi katkılarından dolayı Evin Güliz Öner'e, A.T.K. Tekstil'in başta Sn. Faruk Gök , Sn. Ahmet Kılıç ve Sn. Sezgin Kavuştu olmak üzere tüm çalışanlarına ve Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Isı Proses ailesinin tüm saygıdeğer öğretim üyelerine sonsuz teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Bu tez çalışmasında, endüstriyel ısı geri kazanım sistemleri genel anlamda incelenmiş ve mümkün olduğunca bu alandaki en son gelişmeler derlenmeye çalışılmıştır. Çalışmanın ikinci aşamasında bu sistemlerin tekstil endüstrisindeki uygulamalarından örnekler verilmiştir.

Bu derleme esnasında birçok farklı şekilde kategorize edilebilen ısı geri kazanım sistemleri; ısı transferinin gerçekleştiği ısı alan ve diğer tarafta ısı veren akışkanların fazlarına göre sınıflandırılmıştır.

Ülkemizin önemli bir endüstrisi olan tekstil sanayiinde ısı enerjisi birçok farklı şekillerde kullanılmaktadır. bu durum da tabii olarak ısı geri kazanım sistemlerinin bu alanda yaygın bir kullanım alanı bulmasını sağlamaktadır. Özellikle boyahanelerde, ısı geri kazanım sistemleri açısından son derece önemli atık ısı enerjisi çıktıları vardır.

Son yıllarda gerek ülkemizin gerekse dünyanın içine girmiş olduğu enerji kaynaklarının ekonomik olarak kullanılmamasından doğan problemleri, mümkün olduğunca aza indirmeyi amaçlayan ısı geri kazanım sistemleri, ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olması sebebiyle cazip sistemler olmamaktadırlar. Ancak bu tez çalışmasında da görüleceği gibi işletme maliyetlerini düşüren ve kendilerini amorti etme süreleri kısa olan bu sistemler mutlak suretle yaygınlaştırılmalıdır.

Anahtar Kelimeler : Endüstriyel ısı geri kazanım, tekstil endüstrisi, boyahane, ısı değiştiricileri, atık ısı.

ABSTRACT

In this study, industrial heat recovery systems were investigated generally aiming to collect as much information as possible on the recent developments in these systems. In the second part of this study, some sample applications in the textile industry have been given.

During the investigation, heat recovery systems were classified according to the phases of the fluids exchanging heat.

Heat Energy is being used in many ways in the textile industry which is a very important industry in our country. There are numerous application areas for the heat recovery systems. Especially in the dye-house's, waste heat energy exists which is very important for the heat recovery systems.

Heat recovery systems which reduce energy problems, are not preferred due to their initial investment which is high. But as it is mentioned in this study, these systems bring the operating costs down and should be utilized widespread.

Keywords : Industrial Heat Recovery, textile industry, dye-house, heat exchangers, waste heat



1. GİRİŞ

Ülkemizde, gelişmiş ülkelere göre birim katma değer başına yüksek miktarda enerji kullanılmakta ve enerjinin bu şekilde verimsiz ve yoğun kullanımı bu alanda büyük bir tasarruf potansiyelinin uygulanmasını zorunlu kılmaktadır. Enerji tasarrufu ile hem kısıtlı doğal kaynaklar korunabilmekte, hem de çevreye ve doğaya verilecek zarar minimuma indirilebilmektedir. Enerji tasarrufu ile sanayide birim ürün başına enerji girdisi azalırken üretim maliyeti düşecek ve ulusal sanayiinin dış pazardaki rekabet gücü yükselecektir. İthal enerji girdilerine olan talep ve buna paralel olarak ithalat için gerekli olan döviz ihtiyacı da azalacaktır.

Toplam enerji tüketimimizin yaklaşık % 40'ı endüstriyel tesislerde harcanmaktadır. Enerji kaynaklarının durumu göz önüne alındığında özellikle endüstriyel işletmelerde enerji tasarrufunun ne kadar önemli olduğu açıktır. Endüstriyel tesislerde büyük oranda kaybolan enerjinin kullanılabilir duruma getirilmesi ve sisteme yeniden kazandırılması, üzerinde dikkatle durulması gereken bir konudur. Bilindiği gibi bir çok endüstriyel tesiste ısı enerjisi kaybı olmakta, herhangi bir işlem sonucu ortaya çıkan atık ısı genel olarak tekrar kullanılmadan dış ortama atılmaktadır. Dış ortamdan alınacak temiz akışkanın işletmede istenen şartlara ulaşabilmesi için ek bir şartlandırma gerekmekte, bu ise sisteme ek bir enerji yükü getirmektedir. Sistemden atılan ısının yeniden kullanılarak enerji maliyetinin düşürülmesi ancak ısı geri kazanım sistemleriyle mümkün olabilmektedir. Bu da enerji maliyeti açısından önemli bir olaydır.

Günümüzde bir çok ülkede endüstriyel enerji tüketiminin yaklaşık % 26 'sı sıcak gazlar ve sıvılar şeklinde kaybolmaktadır. Tüketilen toplam enerjinin yarıya yakın bir bölümü 100⁰C'nin altındaki düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır. Düşük sıcaklıktaki ısı yüklerinin uygulanan prosesler sonucunda atılan ısı ile karşılanması enerji ve işletme ekonomisi yönünden önemlidir. Endüstride atık akışkanların kolay ve ekonomik yoldan temizlenemediği durumlarda atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulması lüzumlu hale gelir. Bilindiği gibi ısıtma, soğutma, iklimlendirme vb. sıcaklık uygulamalarında proses sonucu sistemden dışarıya ortam sıcaklığında akışkan atılmakta ve bu durumda önemli miktarda enerji kaybı da olmaktadır. Söz konusu kayıp enerjinin ekonomik olarak geri kazanılabilmesi, devreye katılacak bir ısı geri kazanım sistemi ile mümkün olabilmektedir. Isı geri kazanım ekipmanları için yapılacak yatırımların, enerji fiyatlarının bugünkü durumu göz önünde tutulduğunda, geri ödeme süreleriyle tasarrufa yönelik uygulamaların en uygunu olacağı kabul edilebilir bir gerçektir.

2. ENDÜSTRİYEL TESİSLERDE UYGULANAN ISI 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 yüklerine 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



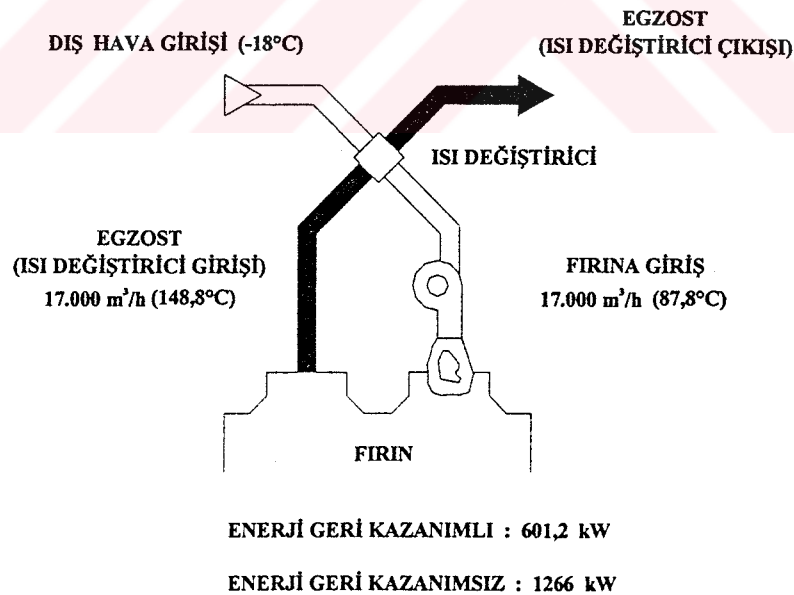
3. ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN UYGULAMA ALANLARI

3.1. Prosesten Proseşe 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 proseşe enerji geri kazanım cihazları genellikle yalnızca duyulur ısıyı geri kazanır, gizli ısı transfer edilmez. (Nem transferi uygulanan prosesi bozucu etkiye sahiptir.)

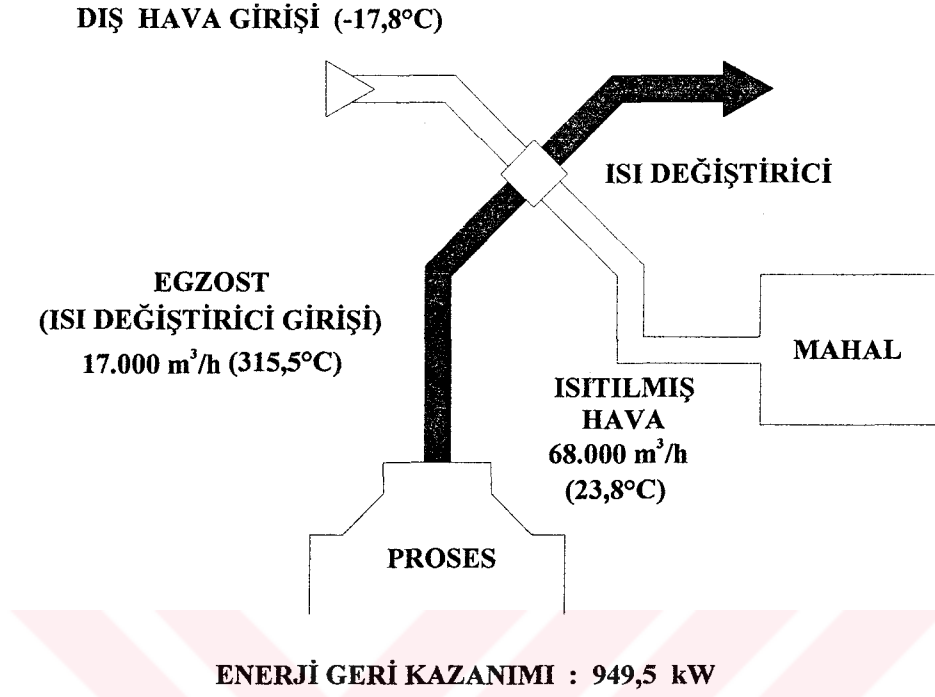
Proses egzostunda aşağıdaki noktaların etkisi uygun cihaz seçiminde etkilidir.

- Koroziflerin etkisi: Enerji geri kazanım uygulaması düşünülürken, ısı değiştirici proses çıkışı uygun imalat malzemesini gerektiren bileşenler içermelidir.
- Kondensin etkisi: Proses çıkışı soğuma ile enerji geri kazanım ısı değiştiricisinde yoğunlaşmaya sebep olabilecek kadar yüksek bileşen çokluğu içerebilir.
- Kirleticilerin etkisi: Eğer proses çıkışı özel kirleticiler veya yoğunlaşabilen bileşenler içeriyorsa ısı değiştiricinin temizlenebilir yapıda imal edilmesi gerekir. Hava ön filtreleme sistemine sahip veya açık yapılu ısı değiştirici üretimine yönelme, temizleme periyodunu minimize etmek için düşünülebilir. Şekil 3.1. de % 70 duyulur ısı verimine sahip ve tipik kış şartları altında çalışan bir fırın uygulaması gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Prosesten proseşe duyulur ısı değiştirici

- Diğer ekipmanlar üzerine etkisi: Enerjinin proses çıkışından alınması , hava kirliliği kontrol maliyetini daha ucuza indirgeyerek veya elektronik çökticilerin verimini geliştirerek düşünülür.



Şekil 3.2. Prosesten konfora duyulur ısı değıştirci

Prosesten prosese 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. Uygun cihaz seçiminde, proses egzostunda aşağıdaki noktaların etkisi önemlidir.

- Koroziflerin etkisi
- Kondensin etkisi
- Kirleticilerin etkisi

Prosesten konfora ısı geri kazanım ısı değıştircileri genellikle duyulur ısıyı geri kazanır, hava akımları arasında kütle (nem) transferi yapılmaz.

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

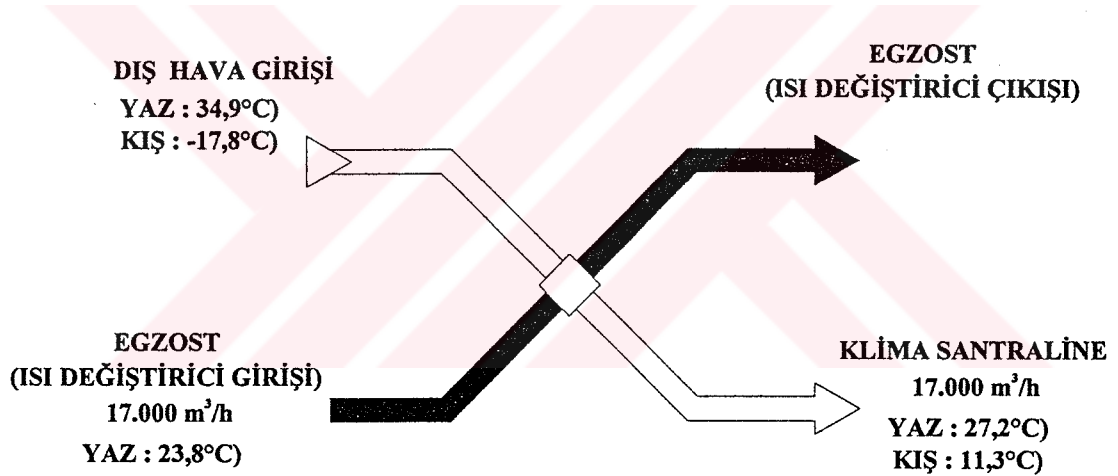
Konfordan konfora enerji geri kazanım uygulamalarında kullanılan cihazlar iki ana grupta toplanabilir.

a) Duyulur ısı değiştircileri

Bu tip ısı değiştirciler egzost havasının çiğ 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 değiştircileri

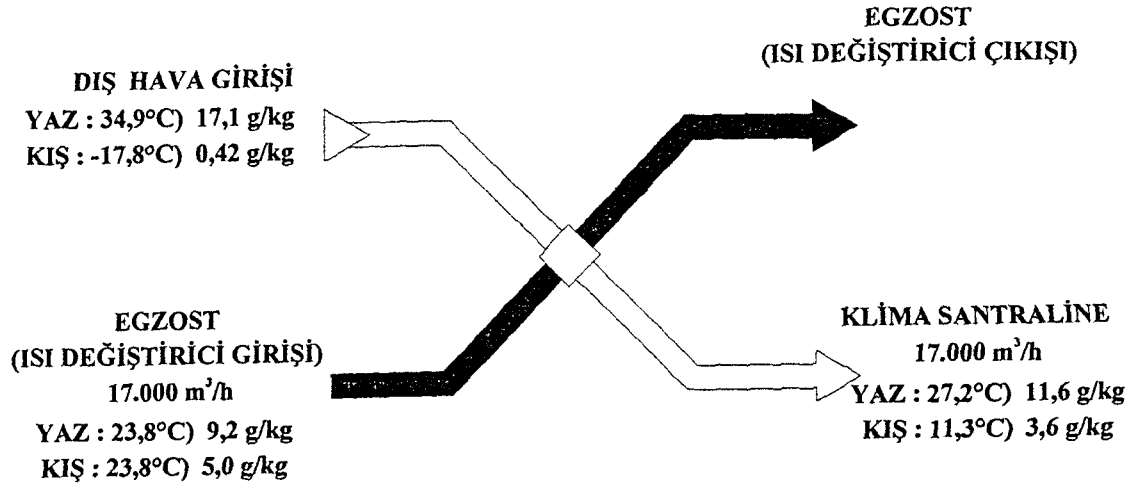
Hava akımları arasında hem duyulur hem de gizli ısıyı transfer ederler. şekil 3.3 de sadece duyulur ısı % 70 verimlilikte ileten bir ısı değiştircisi şekil 3.4 ise aynı şartlar altında çalışan, duyulur ve gizli ısıları ileten % 70 verimlilikte bir ısı değiştircisi göstermektedir.



şekil 3.3. Konfordan konfora duyulur ısı değiştirci

Sistemler karşılaştırıldığında aynı yaz dizayn şartları altında toplam ısı transfer eden ısı değiştircinin üç katı daha fazla enerjiyi geri kazandırdığını , aynı kış dizaynı şartlarında da % 25 daha fazla enerjiyi geri kazandırdığını görmekteyiz. Psikometrik diyagramda görünüm ise şekil 3.5 deki gibidir. Proses egzostuna uygun cihaz seçiminde aşağıdaki noktaların etkileri önemlidir:

- Kirleticilerin etkisi
- Egzost havasının etkisi



YAZIN TASARRUF EDİLEN ENERJİ : 125,3 kW

KIŞIN TASARRUF EDİLEN ENERJİ : 213,6 kW

Şekil 3.4. Konfordan konfora toplam ısı değıştirici

4. ENDÜSTRİYEL ISI GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN SINIFLANDIRILMASI

Isı geri kazanımı genel olarak, kullanılan ve dış ortama atılmak zorunda olunan enerjinin bir bölümünün uygulanan çeşitli düzenlemelerle tekrar faydalanılabilir hale getirilmesidir. Bu durumda atık ısının türüne göre ısı geri kazanımı iki grupta incelenebilir:

- i. Sıvı-sıvı ve gaz-sıvı ısı geri kazanım sistemleri
- ii. Gaz-gaz ısı geri kazanım sistemleri



5. SIVI-SIVI ve GAZ-SIVI ISI GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ

Endüstriyel tesislerde sıvılardan ısı transfer etmek amacıyla en yaygın kullanılan ekipmanlar ısı değiştiricileridir. Farklı sıcaklıklardaki iki akışkan arasında ısı transferini sağlayan ısı değiştiricilerinde, sıcak akışkan soğuk akışkana ısını transfer etmekte ve genel olarak karışmayı önlemek için iki akışkan birbirinden ayrı tutulmaktadır. Plakalı ve borulu ısı değiştiricileri, sıvılardan sıvılara ve gazlardan sıvılara ısı geri kazanımı için en yaygın kullanılan ısı değiştiricileridir.

5.1. Plaka Tipi Isı Değiştiricileri

Isı geri kazanım sistemlerinden sabit yüzeyli levha tipi (plakalı) ısı değiştiricilerinin herhangi bir hareketli parçası yoktur. Bu tip ısı değiştiricilerde esas ısı geçişinin olduğu yüzeyler genelde ince metal levhalardan yapılır. Plakalar ile farklı akışkanların geçiş kanalları ayrılmış ve sızdırmaz hale getirilmiştir. Levhalar arası uzaklıklar 2,5 – 12,5 mm arasında, tasarım ve uygulamaya göre değişiklik gösterir. Bu metal yüzeyler düz veya dalgalı biçimde olabilir. Borulu tipte olan değiştiricilerle karşılaştırıldıklarında yüksek sıcaklıklara çıkamazlar. (Genceli, 1999)

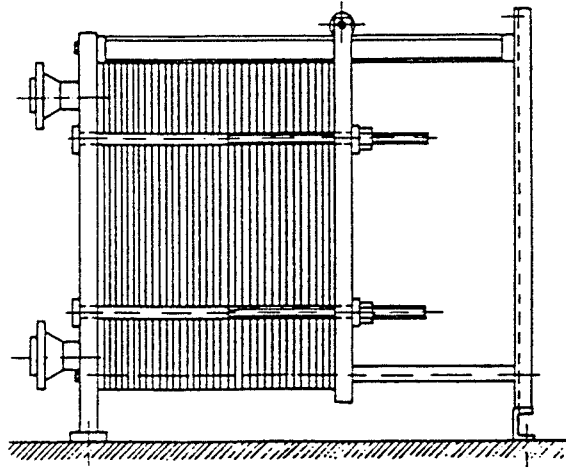
5.1.1. Plaka Tipi Isı Değiştiricilerinin Konstrüksiyonlarına Göre Sınıflandırılması

Plakalı ısı değiştiricilerinde konstrüksiyonlarına göre bir sınıflandırma yapacak olursak;

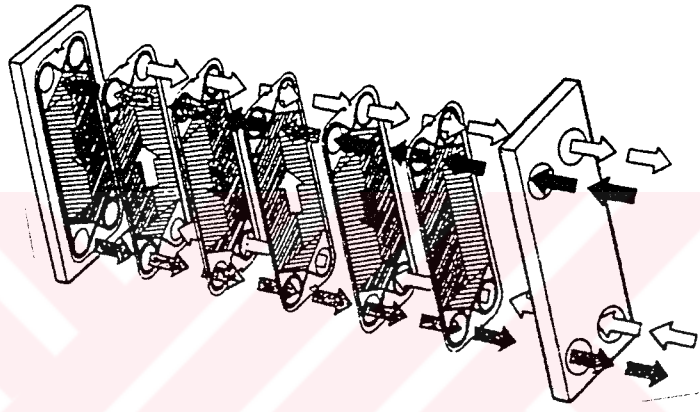
1. Contalı plakalı ısı değiştiricileri
2. Spiral plakalı ısı değiştiricileri
3. Lamelli ısı değiştiricileri
4. İnce film ısı değiştiricileri
5. Kanatlı plakalı değiştiricileri

5.1.1.1. Contalı Plakalı Isı Değiştiricileri

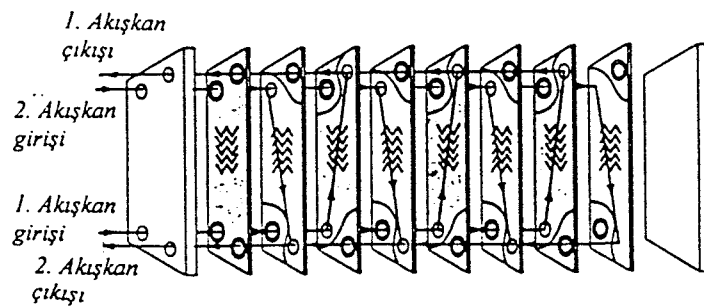
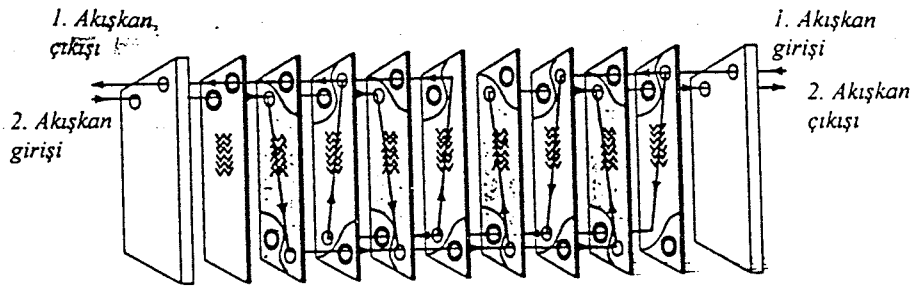
Contalı plakalı ısı değiştiricinin Şekil 5.1.'de montajlı bir resmi, Şekil 5.2.'de ise levhalar arasındaki akışkanları gösterildiği bu ısı değiştiricileri, ince metal levhalardan bir paket yapılarak elde edilir. Akışkanların geçebilmesi için dört tarafında delik bulunan metal levhalar paket haline getirilirken uygun contalar kullanılır. Genellikle fabrikasyon olarak üzerlerine dalgalı form verilen bu levhalar düşey olarak yerleştirilerek, sıkıştırma çubukları ile sıkıştırılır. Dalgalı form levhaların rijitliğini arttırmasının yanı sıra, akışın türbülanslı olmasını da sağlar. Levhalar arası boşluklardan sıcak ve soğuk akışkanlar birbirlerine karışmadan akarlar. İstenildiğinde sisteme levha ilave edilerek veya çıkarılarak ısıl kapasitesi değiştirilebilir. Şekil 5.3.'de gösterildiği gibi contaların değişik şekillerde yerleştirilmesi ile levhalar arasındaki akışkanların tek, çift-çok ve tek-çok şekillerde akım düzenlemesi yapılabilir.

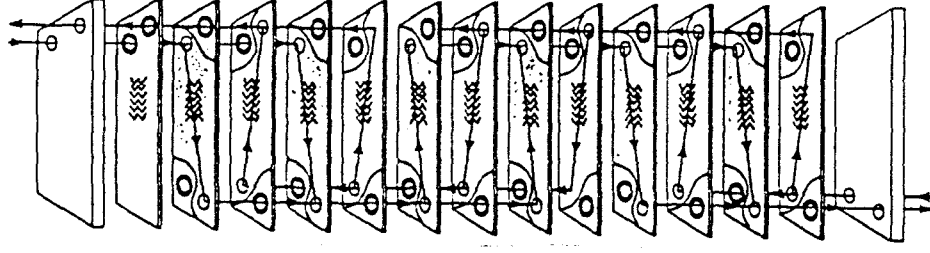


Şekil 5.1. Contalı plakalı ısı değıştiricilerin montajlı durumu



Şekil 5.2. Contalı plakalı ısı değıştiricilerinde levhalar arasında akış





Şekil 5.3. Contalı plakalı ısı değiştiricilerinde levhaların çeşitli şekillerde yerleştirilmesi

Bu tip ısı değiştiricilerinin diğer tiplere göre üstünlükleri şunlardır:

- Kolaylıkla sklp temizlenebilir. Bu nedenle gıda endüstrisi için uygundur.
- Isı değiştirici içinde sıcak ve soğuk bölgeler oluşmaz.
- İki akışkanın birbirine karışma imkanı azdır. Kaçaklar dış tarafa doğrudur.
- Bu ısı değiştirici içindeki akışkan miktarı az olduğundan, genellikle pahalı akışkanlar (rnek olarak makyaj, parfümeri malzemeleri) için tercih edilir.
- Levhalar zerindeki çıkıntılar türbülans oluşturduğundan, akışkanların birikinti yapma ihtimali azdır. Ayrıca bu türbülans ısı transfer katsayısını arttıran bir faktördür.

Bu üstünlüklerine karşılık contalı plakalı ısı değiştiricilerinin sakıncalı tarafları şunlardır:

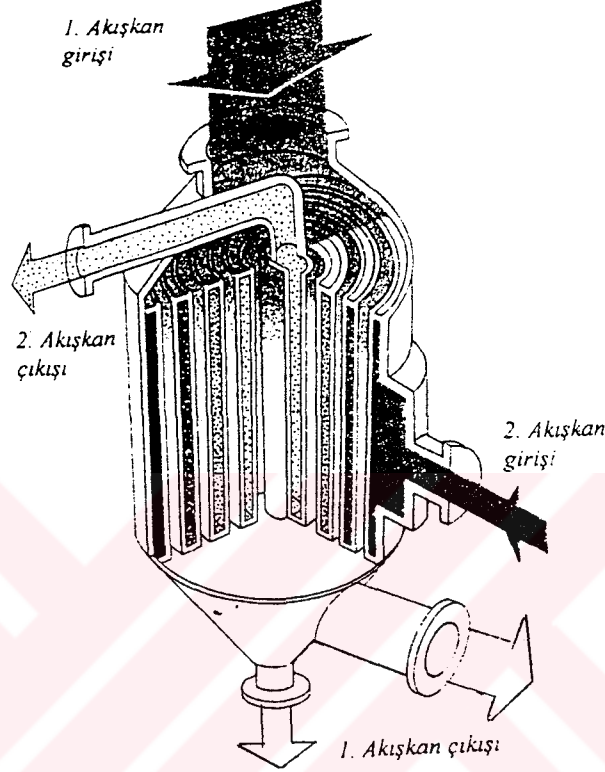
- Levhaların düzlemsel oluşundan ve conta malzemelerinden dolayı, yüksek basıncılara çıkılamaz. Maksimum 20 bar basınca kadar kullanılabilirler.
- 150°C sıcaklığa kadar ucuz contalar kullanılmasına karşın, daha yüksek sıcaklıklarda pahalı, kaliteli contalara gerek vardır.
- Conta zamanla özelliğini kaybeder, bu yüzden belirli zamanlarda bu contaları değiştirmek gerekebilir.
- Isıtma yüzeyi maksimum 1400 m² değerine kadar yapılabilir.

Bu ısı değiştiricileri çoğunlukla sthanelerde, iki, bira, besin, makyaj, sentetik lastik, kimya, selüloz ve kağıt endüstrilerinde, evsel kullanımda (sıcak su elde etmek için) kombi cihazlarında kullanılır.

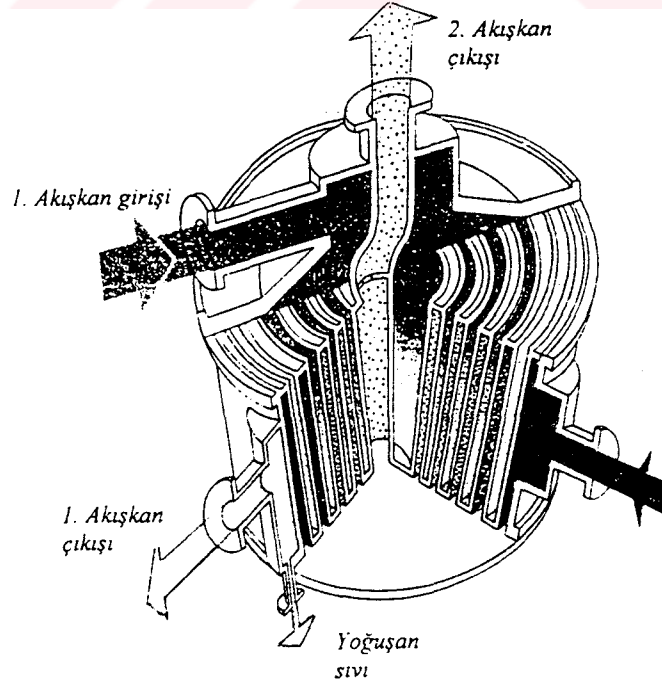
Contalı plakalı ısı değiştiricilerinde levha kalınlığı 0,5 – 1,2 mm arasında olup, levhalar arasındaki boşluk 3- 6 mm kalınlığındaki conta ile sağlanır. Plaka malzemesi olarak Karbonlu elik, Alüminyum, Bakır ve Bakır alaşımları, paslanmaz elik, Nikel, Titanyum ve Molibden alaşımları kullanılabilir. Fabrikasyon olarak tek bir levha alanı 0,03 ile 1,3 m² arasında değişebilir. Conta malzemesi ise sentetik lastik ve plastiktir.

5.1.1.2. Spiral Plakalı Isı Değişiricileri

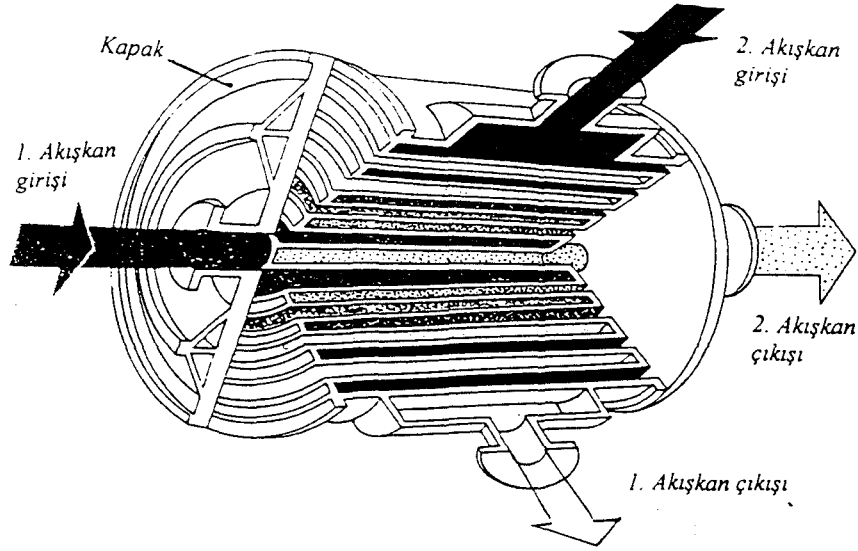
Spiral levhalı ısı değıştiricilerinin genel görünüşü Şekil 5.4, Şekil 5.5, Şekil 5.6 ve Şekil 5.7’de gösterildiğı gibidir ve bu ısı değıştiricileri, 150 ile 1800 mm genişliğindeki uzun iki ince metal levhanın spiral şeklinde sarılması ile elde edilir. İki levha arasına konulan saplamlar ile düzgün bir aralık sağlanabilir. Levhaların her iki tarafı contalı kapaklar ile kapatılabilir.



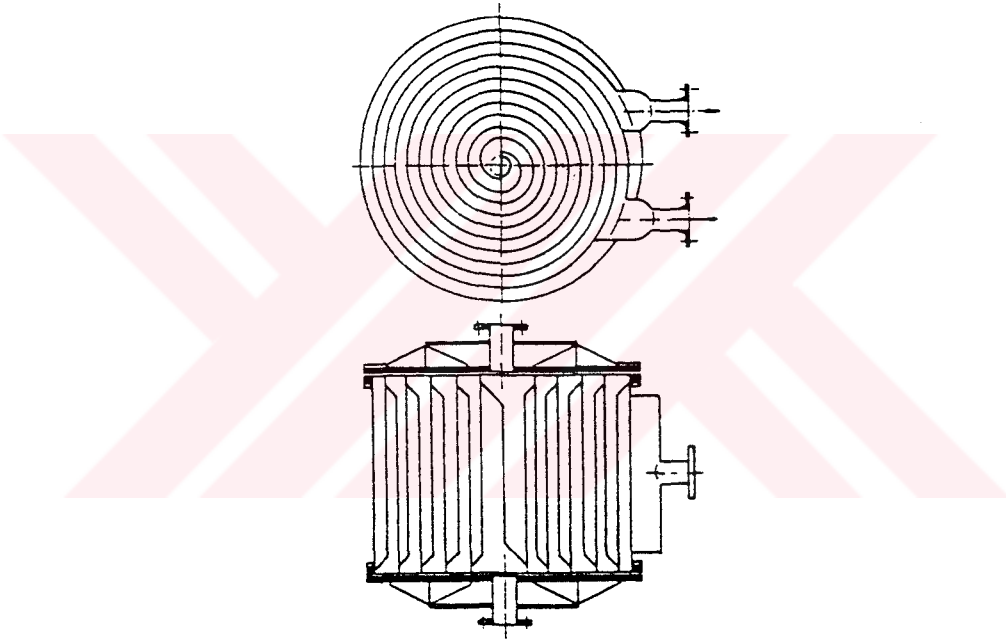
Şekil 5.4.Spiral-eksenel akışlı spiral levhalı ısı değıştiricisinin genel görünüşü



Şekil 5.5. Yoğuşturucu olarak kullanılan spiral plakalı ısı değıştiricisi.



Şekil 5.6. İki kanalda spiral akışın olduğu spiral plakalı ısı değiştirici

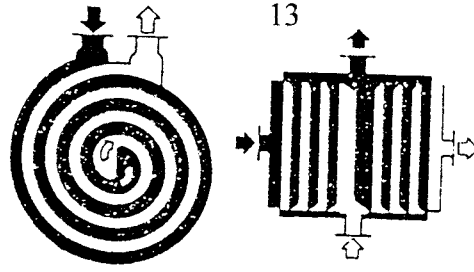


Şekil 5.7. Spiral plakalı ısı değiştirici kesiti

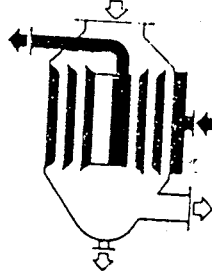
Akışkanlar birbirlerine göre paralel veya ters yönde akıtılabilir. Temizlenmeleri kolay olduğundan, bu ısı değiştirici tortu yapabilen viskoz akışkanlar için çok uygundur. Basınç kayıpları gövde borulu ve levhalı conta ısı değiştiricilerine göre azdır. Bu yüzden özellikle kağıt, selüloz endüstrisinde, sülfat ve sülfid fabrikalarında bu ısı değiştirici tercih edilir.

İstenirse spiral plakalı ısı değiştiricileri buharlaştırıcı olarak da kullanılabilir. Boyutlarının sınırlı olması, conta malzemesi yüzünden maksimum 10 bar basınca ve 500⁰C sıcaklığa çıkabilmesi, tamiratlarının zor olması bu ısı değiştiricilerinin sakıncaları olarak sayılabilir.

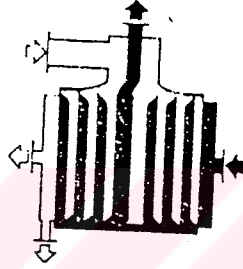
Spiral levhalı ısı değiştiricilerinde küçük konstrüksiyon değişiklikleri ile çeşitli akış şekilleri elde edilebilir. Bu akış şekillerine ait bazı örnekler Şekil 5.8, Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da



Şekil 5.8 Ters akımlı spiral plakalı ısı değıştiririci

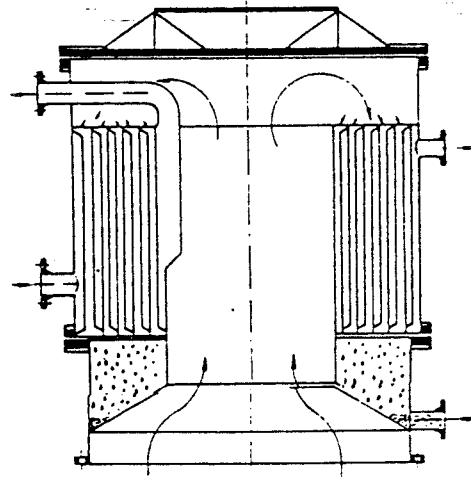


Şekil 5.9 Farklı bir akış şekilli spiral plakalı ısı değıştiririci



Şekil 5.10 Yoğuşturucu olarak kullanılabilen bir spiral plakalı ısı değıştiricisinde akış

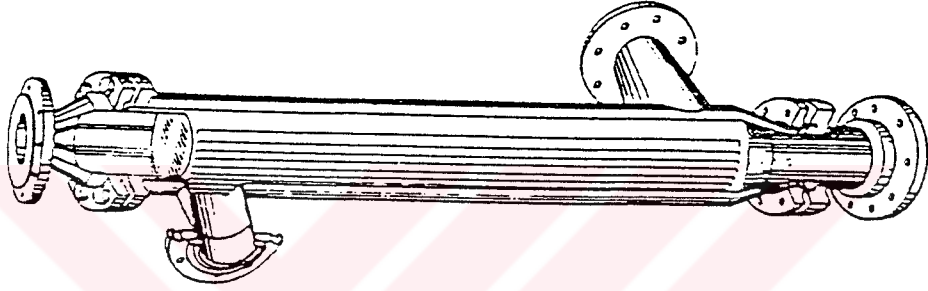
verilmiştir. Şekil 5.8’de akışkanlardan bir tanesi ısı değıştiricisinin alt kısmında ortadan girip serpantin içinde dolaşıp yan taraftan çıkarken, diğerk akışkan diğerk yandan girip, serpantin üst kısmından ortadan çıkar. Bu şekilde sistemde ters akım sağlanmış olur. Şekil 5.9’da ise



Şekil 5.11 Yoğuşturucu olarak kullanılabilen bir spiral plakalı ısı değıştiricisi kesiti

birinci akışkan değiştiricinin üstünden girip, spiral kanallardan aşağıya doğru hareket edip, alt kısımdan çıkarken, ikinci akışkan yandan girip, spiral içinde hareket ederek üstten orta kısımdan çıkmaktadır. Yoğuşturucu olarak kullanılabilen Şekil 5.10'da yoğuşturulmak istenen akışkan üst yan taraftan girer, bu akışkanın yoğuşan kısmı alttan, yoğuşmayan kısmı ise yandan alınırken, ikinci (soğuk) akışkan değiştiricisinin diğer yan tarafından girip, serpantin içinde dolaşarak, üstten orta kısımdan çıkar.

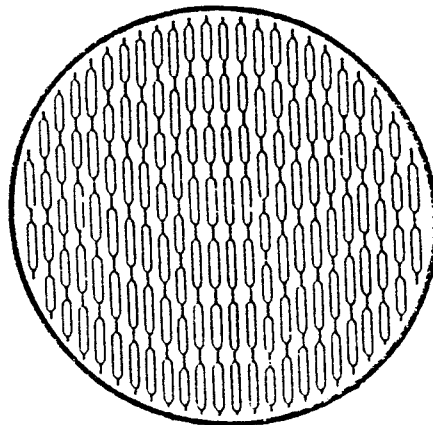
Şekil 5.11'de yoğuşturucu olarak kullanılan spiral plakalı bir ısı değiştiricisi kesiti görülmektedir. Konstrüksiyon özellikleri olarak bu ısı değiştiricileri için, maksimum ısıtma yüzeyi 200 m^2 , plakalar arasındaki uzaklık için 5-25 mm değerleri verilebilir. İstenirse plakalar üzerine oluklar yapılarak ısı geçişi iyileştirilebilir.



Şekil 5.12 Lamelli ısı değiştiricisinin boyuna kesiti

5.1.1.3. Lamelli Isı Değiştiricileri

Bu ısı değiştiricisi, bir gövde içine yassılaştırılmış borulardan yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile elde edilir. Bu borulara lamel adı verilir ve genellikle nokta veya elektrikli dikiş kaynağı ile birbirlerine tutturulurlar. Akışkanlardan birisi yassılaştırılmış lamelli borular içinden akarken, diğer akışkan bu lamellerin arasından akar. Gövde içinde ayrıca şaşırtma levhaları yoktur. Akış tek geçişli olup, akışkanlar birbirlerine göre ters veya paralel olarak



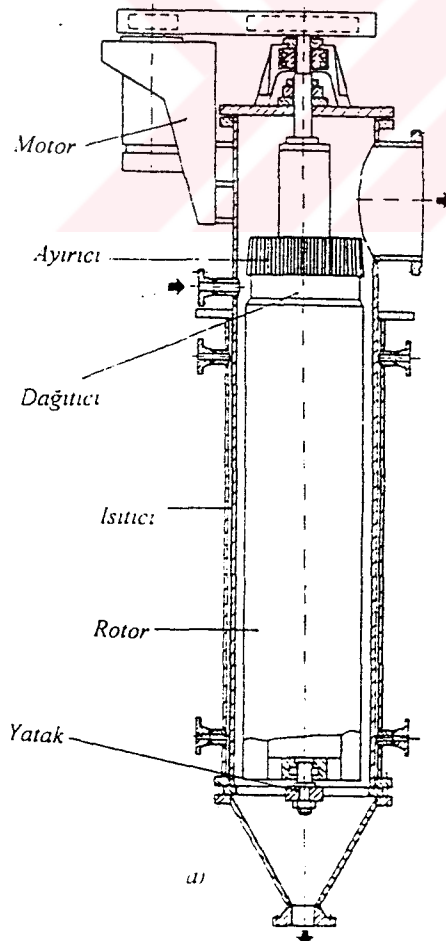
Şekil 5.13 Lamelli ısı değiştiricisinin enine kesiti

akabilir. Hidrolik çap küçük olduğundan, büyük ısı taşınım katsayıları elde edilebilir. Teflon conta kullanıldığında maksimum 200°C , asbest conta kullanıldığında 500°C sıcaklık değerlerine ve 30 bar basınca kadar çıkabilir. Bu ısı değiştiricileri, kağıt, besin ve kimya endüstrilerinde uygulama alanı bulmaktadır. Şekil 5.12 ve Şekil 5.13’de lamelli ısı değiştiricileri kesitleri görülmektedir.

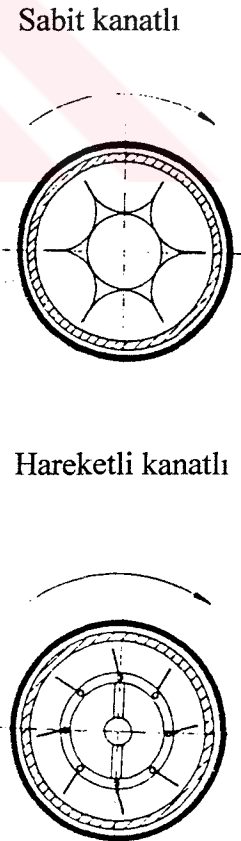
5.1.1.4. İnce Film Isı Değiştiricileri

Çok yüksek viskoziteli ve sıcaklığa duyarlı maddelerin ısıtılmasında ve soğutulmasında ince film ısı değiştiricileri önemli uygulama alanı bulur. Isı değiştiricisi içinde sıcağa duyarlı maddelerin kısa kalış süresi ve büyük ısı taşınım katsayısına sahip olmaları nedeniyle, pratikte çoğu zaman bu ısı değiştiricileri buharlaştırıcı olarak kullanılırlar.

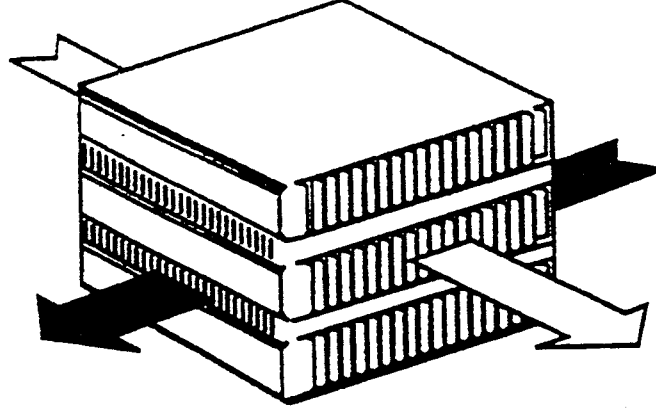
Şekil 5.14’de görüldüğü gibi, ince film ısı değiştiricilerinde ısıtılmış bir konik veya silindirik kısım içinde döner bir rotor bulunur. Üst kısımdan giren viskoz akışkan, bir dağıtıcı halkadan geçerek, Şekil 5.15’de görülen rotor kanatları yardımıyla sıcak silindirik veya konik iç yüzeyi üzerinde ince bir film tabakası oluşturur. Bu esnada buharlaşan gazlar yukarıdan çıkarken, buharlaşmayan kısım alttan alınır. Bu tip ısı değiştiricileri 15 m yükseklik, 2 m çap değerlerine kadar imal edilebilirler.



Şekil 5.14 İnce film ısı değiştiricisi



Şekil 5.15.Rotor

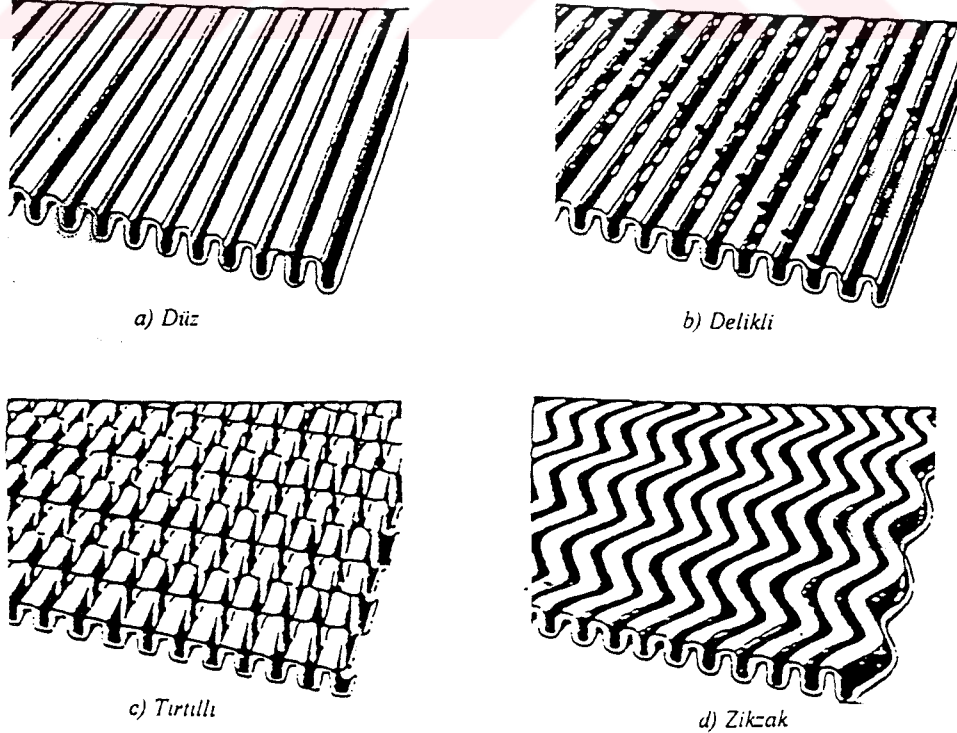


Şekil 5.16 Plakalı kanatlı ısı değıştiricisi prensibi

5.1.1.5. Plakalı Kanatlı Isı Değıştiricileri

Prensip şeması 5.16'da verilen bu tip değıştiricilerinde kanatlar, paralel levhalar halindeki yüzeyler arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak edilerek tespit edilir. İki tarafında da gaz akışkan bulunan ısı değıştiricilerinde ısı geçiş yüzeyinin iki tarafına da kanat, gaz ve sıvı akışkanlar ile çalışan ısı değıştiricilerinde ise genellikle sadece gaz tarafına kanat konulur. Isı değıştiricisinin rijitliğini arttırması ve yüksek basınçlarda çalışmasını sağlayabilmesi açısından plakalı kanatların önemli fonksiyonları vardır. Bazen kanatlara değışik formlar verilerek akışkanın kendi içinde karışması da sağlanabilir. Farklı uygulamalardan seçilmiş levha kanatlara ait bazı örnekler Şekil 5.17'de verilmiştir.

Plakalı ısı değıştiricilerinin konstrüktif özellikleri olarak, kullanma basıncı ortalama 70 bar (bazı özel durumlar için 80bar değeri olabilir), maksimum kullanma sıcaklığı (kanatların tespit



Şekil 5.17 Plakalı kanatlı ısı değıştiricilerinde kullanılan bazı kanat tipleri

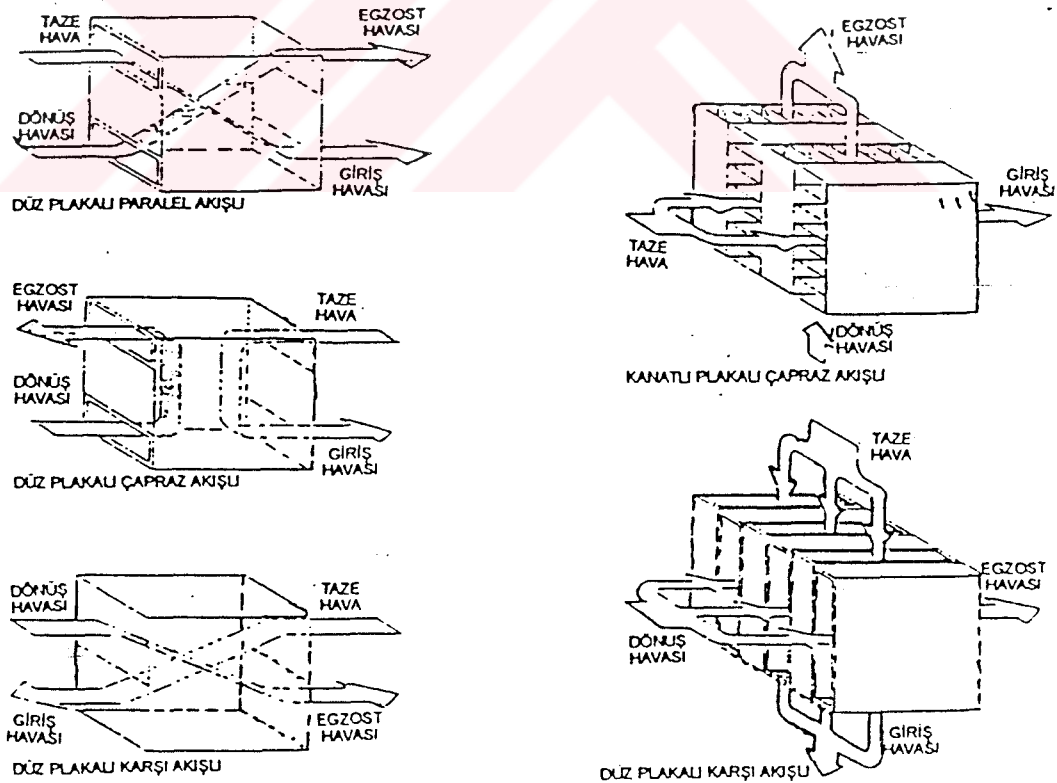
şekline bağlı olarak) 800°C , β yüzey alan yoğunluğu (kompaktlık) maksimum $5900 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (ortalama $2000 \text{ m}^2/\text{m}^3$) değerleri verilebilir. Gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma ve iklimlendirme tesisleri, elektronik devrelerin soğutma devreleri ile enerji geri kazanım sistemleri plakalı ısı değıştircilerinin uygulama alanı bulduğu örneklerdir.

5.1.2. Plakalı Isı değıştircilerinde dizayn çalışması

Plakalı ısı değıştirciler birçok şekil, malzeme, boyut ve akış biçiminde bulunabilir. Birçoğu modüler yapıda olup, bu modüller değışik hava hızları, verimlilik ve basınç oluşumu gereksinimlerinde oluşturulabilir.(Güngör, 1993)

Levhalar kendileriyle bütünleşik kalıpta biçimlendirilmiş değışik şekilde çıkıntılarla aralarındaki mesafe korunarak veya dış ayırıcılarla da (destekler, oluklar) üretilebilir. Hava akımı ayrımlarındaki sızdırmazlık kıvrımı, 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.



Şekil 5.18. Kanatlı ve kanatsız plakalı ısı değıştircileri

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 maliyet bir anahtar faktör olmaması durumunda öteki alaşımları da kullanılabilir.

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

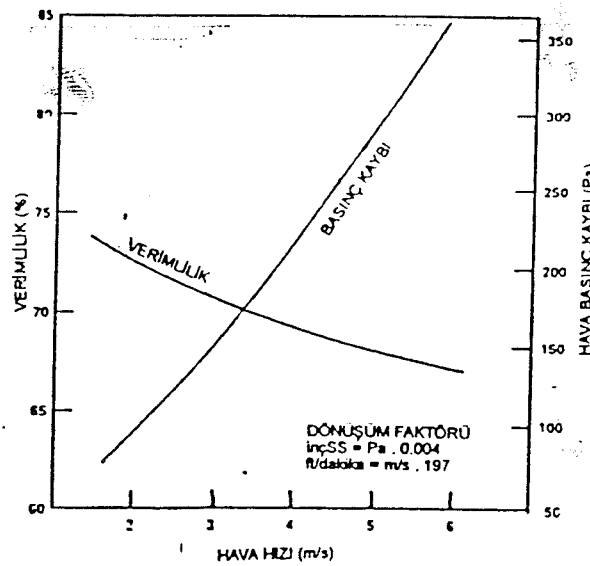
Plakalı ısı değiştiriciler genellikle yalnızca duyulur ısı transfer eder, ancak su geçirgen malzemeler (örneğin özel işlenmiş kağıt gibi) kullanıldığında gizli ısı (nem) transferi de gerçekleştirilebilir. Böylece toplam (entalpi) ısı değişimi sağlanır.

Konu başında belirtildiği üzere modüler olarak üretilen bu ünitelerin kapasiteleri $0,01 \text{ m}^3/\text{s}$ - $4,7 \text{ m}^3/\text{s}$ 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.

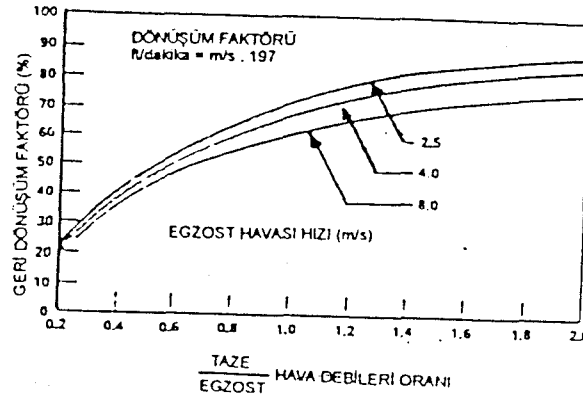
5.1.3. Performans

Plakalı ısı değiştiriciler 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 5.19'de plakalı ısı değiştirici için tipik bir etkinlik eğrisi verilmiştir.

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



Şekil 5.19 Sabit plakalı ısı değiştiriciler için tipik basınç düşümü ve verimlilik eğrisi



Şekil 5.20 Dengelememiş akım için tipik geri kazanım faktörü

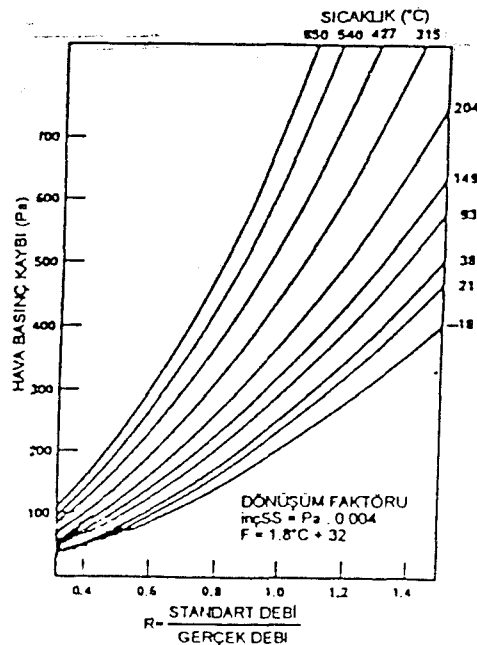
Plakalı ısı değiştiricilerde (diğer havadan –havaya ısı değiştiricilerde olduğu gibi) atık gaz (egzost) akımından taşınan enerjinin verimliliği Şekil 5.20’de görüldüğü gibi büyük oranda taze ve egzost hava akımları oranına bağlıdır.

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

5.1.4. Basınç Düşümü ve Akım Sızıntısı

Plakalı ısı değiştiricilerin avantajlarından bir tanesi 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 şok uygulamada diferansiyel basınç farkı bir kPa’dan daha azdır. Yüksek hava hızları yüksek statik basınçlar veya her

$R = \text{standart akım/gerçek akım}$



Şekil 5.21 Plakalı ısı değiştiricilerinde çeşitli sıcaklıklardaki akım-basınç düşümü

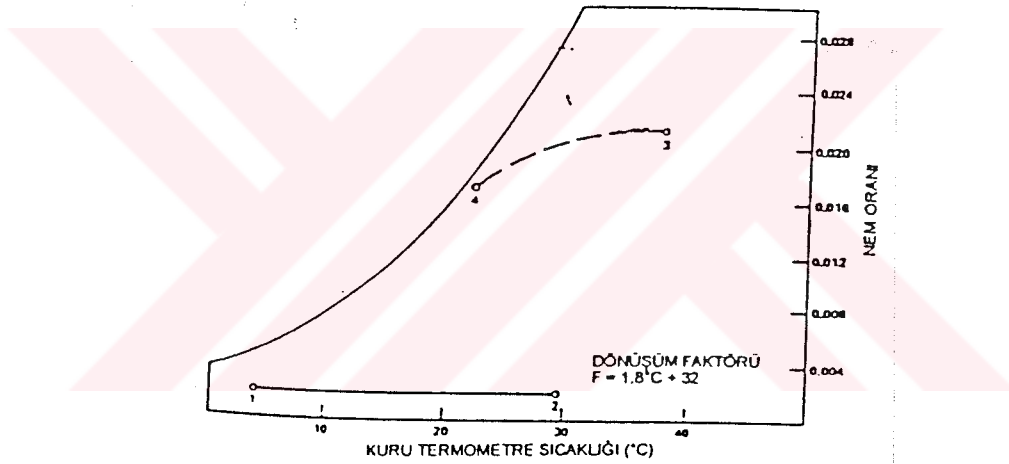
ikisinin gerektiği durumlar için bu koşulların hepsini sağlayabilen ısı değiştiriciler seçilmelidir. Teorik olarak incelendiğinde basınç düşümü gaz sıcaklığını ve akan kütle miktarının fonksiyonudur. Şekil 5.21’de tanımlanan R faktörüne bağlı olarak havanın basınç düşümünü göstermektedir, yardımcı eksen sıcaklık eksenidir.

5.1.5. Faz Değişimi

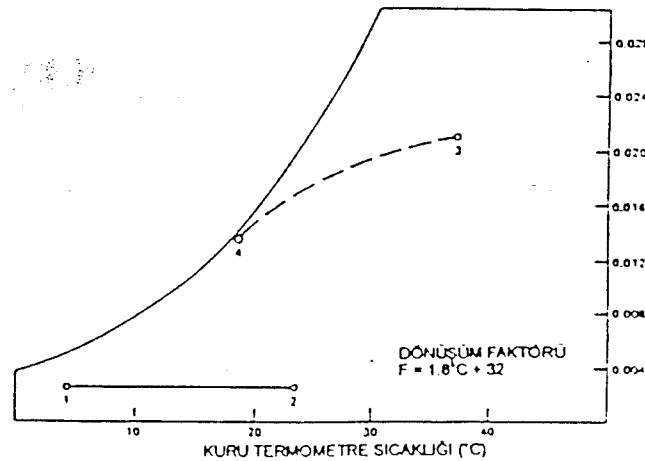
5.1.5.1. Egzost Hava Akımı İçerisinde Yoğuşma

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

Plakalı ısı değiştiricilerin çoğu yoğuşan sıvıyı aktaracak sistemlerle donatılmıştır. Bu sistemler yoğuşan sıvıyı akıttığı gibi sulu yıkama sistemi kullanıldığında bu atık suyu da uzaklaştırır.



Şekil 5.22 Plakalı ısı değiştiricilerde dengeli akım için yoğuşma hali



Şekil 5.23 Plakalı ısı değiştiricilerde dengelenmemiş akım için yoğuşma hali

Çizelge 5.1 Çeşitli egzost havası şartlarında don başlangıç sıcaklığı

EGZOST HAVASI			TAZE HAVANIN EGZOST HAVASINA ORANI, K							
T		B.N.	0,5		0,7		1,0		2,0	
F	⁰ C	%	F	⁰ C	F	⁰ C	F	⁰ C	F	⁰ 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	5	-15	13	-10	32	0
70	21	30	-13	-25	4	-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

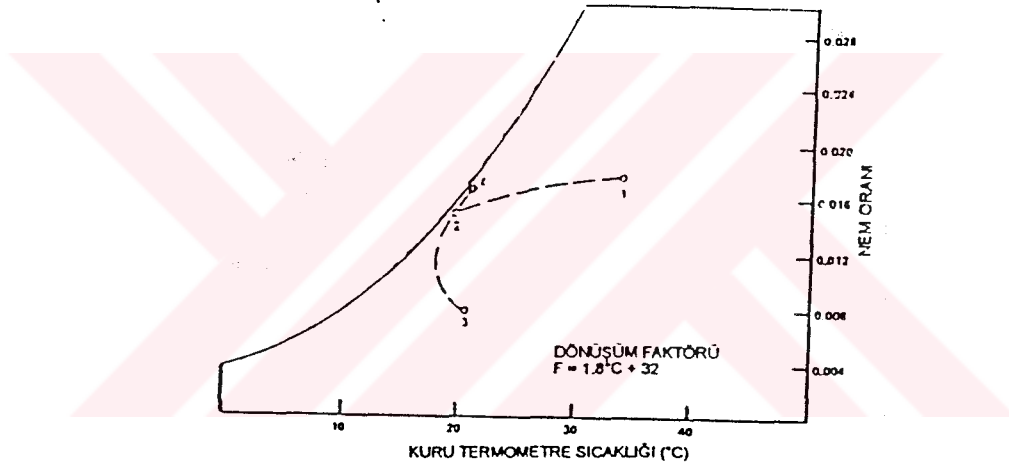
Geri kazanılan ısı yüksek nemli egzost akımına sahip bir mahale veya prosese geri veriliyorsa; taze hava akımında nem istediği durumlarda; duyulur ısı değiştirici kullanmak daha iyidir. Şekil 5.22 ve Şekil 5.23 bir duyulur ısı değiştiricideki yoğuşma hallerini göstermektedir. Şekil 5.22 dengeli akım için termodinamik prosesi, Şekil 5.23 ise taze hava miktarının egzost havası miktarının iki katı olduğu durumu göstermektedir.

Şekillerden görüldüğü üzere egzost hava akımının daha yüksek nemli olması durumunda, egzost pasajlarında daha da azalma meydana gelmektedir. Donma, taze havanın ön ısıtılmasıyla veya bir bölümünün by-pass edilmesi ile kontrol edilebilir. Alternatif bir yöntem

ise Çizelge 5.1'deki K oranının indirgenmesi ile sağlanır ki, bu daha önce belirtilen önlemlerden daha iyidir.

5.1.5.2. Egzost Hava Akımının İçerisinde Buharlaştırma

Duyulur ısı enerji geri kazanım üniteleri indirekt evaporatif soğutma veya kuru soğutma olarak bilinen sistemleri kullanabilirler. Bilindiği üzere evaporatif soğutma nem içeriğini artırırken taze hava sıcaklığını düşüren adyabatik bir prosestir. Öte yandan indirekt evaporatif soğutma ise taze havanın entalpisini düşürür, taze havadaki nemi yoğunlaştırır. Bu şartlar egzost havasına, ısı değiştirici girişinden önce su buharı püskürtülmesi ile sağlanır. Püskürtülen buhar egzost yüzeylerinde birikmek suretiyle egzost girişine yakın plakaların yüzey sıcaklıklarını egzost yaş termometre sıcaklığına kadar düşürür. Isı değiştiricisine giren taze hava soğutulmuş yüzeylerle temas eder ve dış hava, dış hava kuru termometre ve egzost hava yaş termometre sıcaklıkları arasındaki farkın %25'ine kadar istenilen şartlara yaklaştırılır. (Şekil 5.24)



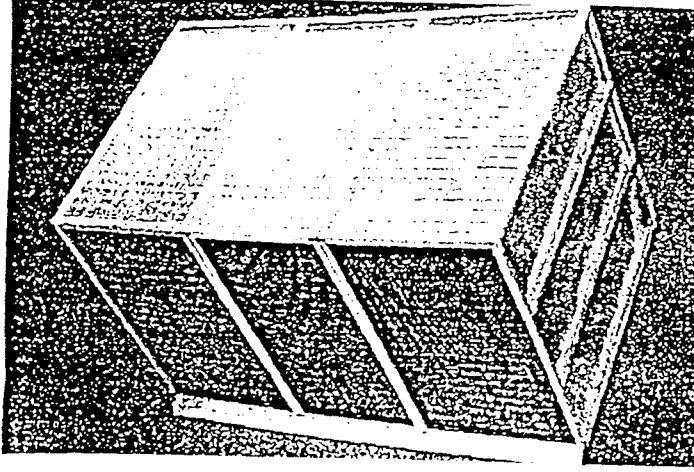
Şekil 5.24 İndirekt evaporatif soğutmanın termodinamik prosesi

5.1.6. Plakalı Isı Değiştiricilere Ait Bazı Pratik Uygulama ve Bilgiler

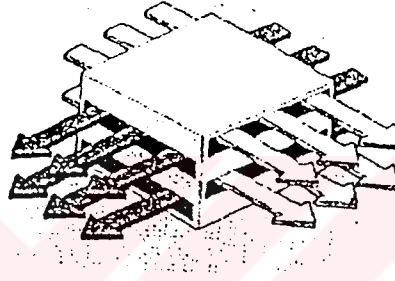
Aşağıda plakalı ısı değiştiricilerin iç dizaynına ait kısmi kesitleri gösterilmiştir; (bu kesitler üretici firma bazında değişiklik göstermektedir) ister kanal içinde ister klima santrali uygulamalarında olsun, plakalı ısı değiştiricinin, ısı giriş çıkış yönüyle bağlı olarak dört tarafında da gözetleme camı olmalıdır. Şekil 5.28 ve Şekil 5.29 buna ait bir uygulamayı göstermektedir.

Şekil 5.30'da ise bir plakalı ısı değiştiricinin zıt akımları taşıyan 2 plakası üzerindeki ısı dağılımının kabaca tanımları yapılmaktadır.

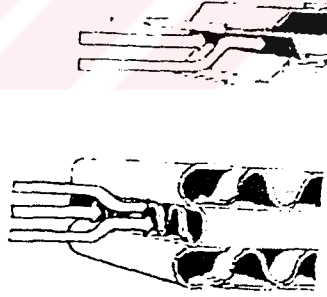
Daha ayrıntılı incelendiğinde ise plakalı ısı değiştirici bölümündeki ısı dağılımı şöyle seyretmektedir.



Şekil 5.25 Plakalı ısı değıştiricisinin gövdesi



Şekil 5.26 Plakalı ısı değıştiricisinde hava akışı



Şekil 5.27 Plaka ısı değıştiricisinde plaka kesitleri

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

Bir plakadaki ısı dağılımı ise şöyledir:

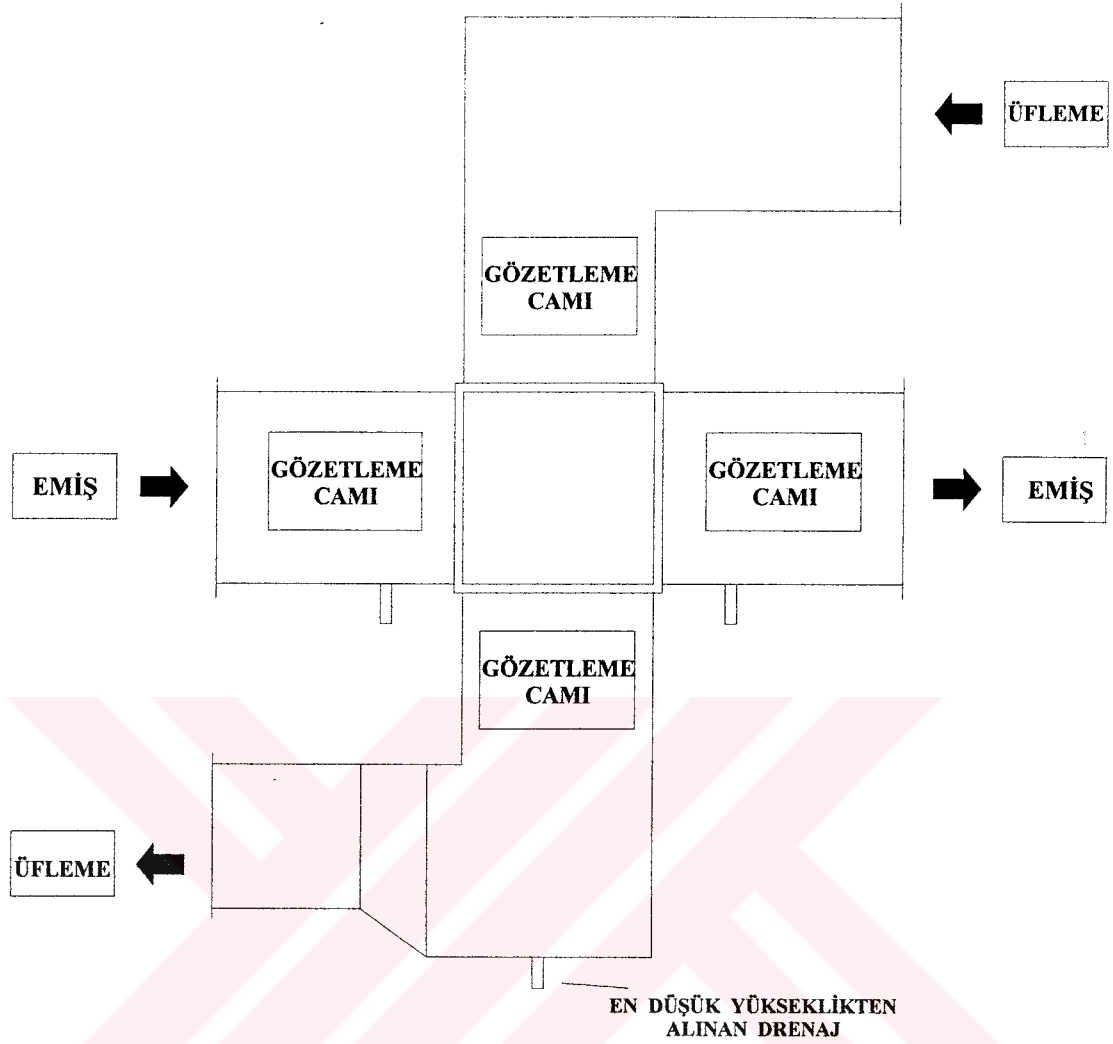
Egzost tarafından 5 alanda incelenirse

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

Taze hava sıcaklığı -15°C

Egzost hava sıcaklığı 220°C

Teorik verim %60

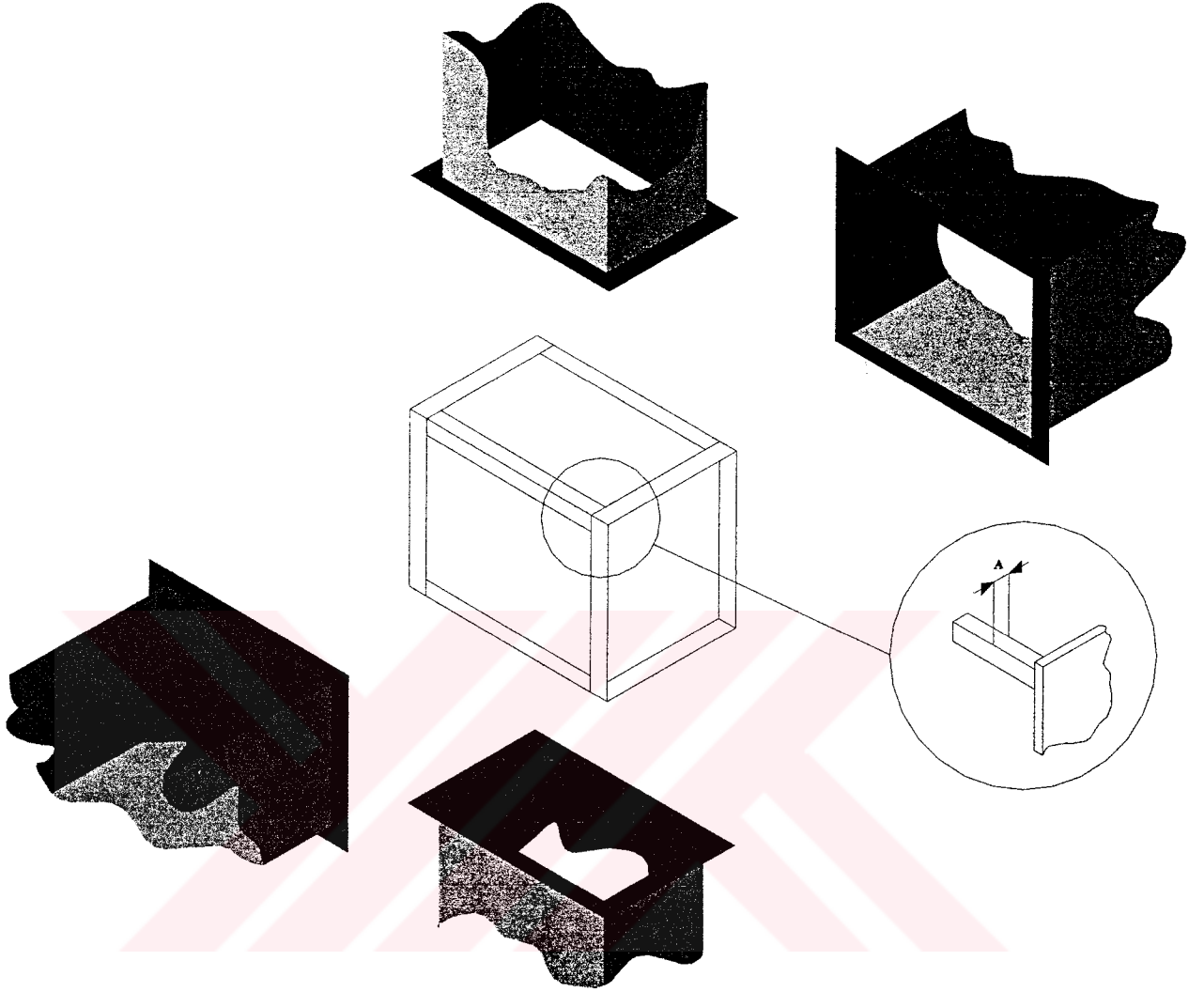


Şekil 5.28 Plakalı değiştiricisinin kanal içi uygulaması

- Egzost havası miktarı = Taze hava miktarı, yüksek yoğuşma, yüksek taze hava randımanı
- Taze hava miktarı < Egzost havası miktarı, yüksek taze hava randımanı
- Egzost havası miktarı < Taze hava miktarı, düşük taze hava randımanı



Şekil 5.30 Plakalı ısı değiştiricisinin çapraz iki plakasındaki ısı dağılımı



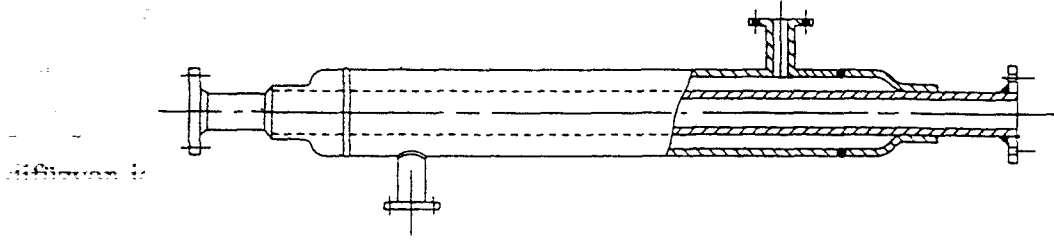
Şekil 5.29. Plakalı ısı değıştiricisinin kanal kesitindeki görünüümü

5.2. Borulu Isı Değıştiricileri

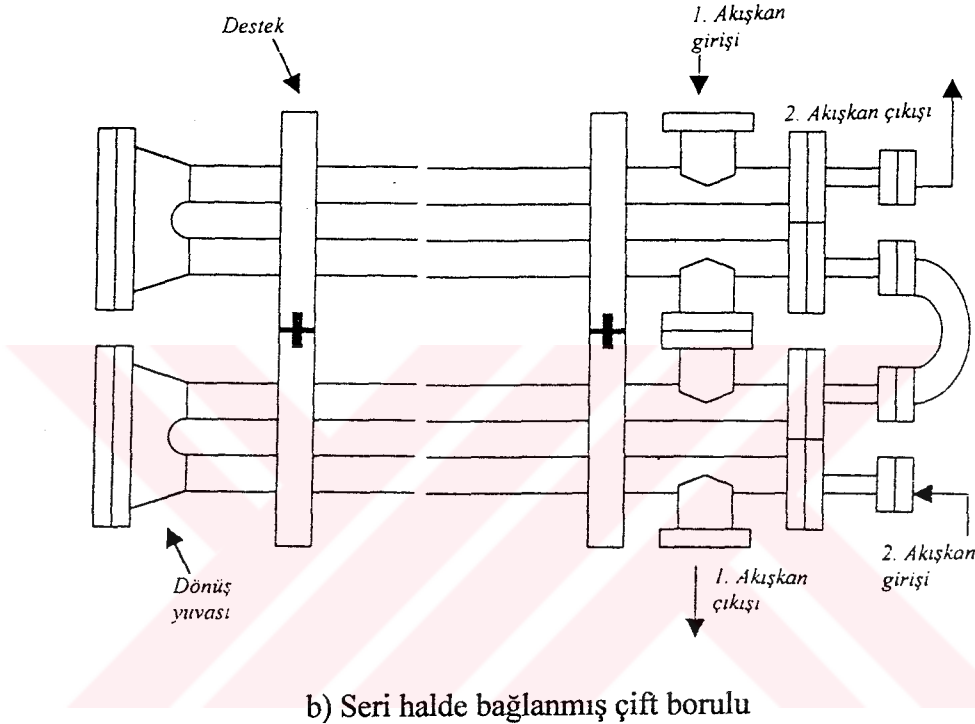
Bu tip ısı değıştiricilerinde eliptik, dikdörtgen ve genellikle de dairesel kesitli borular kullanılır. Boru çapının, boyunun ve düzenlemesinin kolayca değıştirilebilmesi nedeniyle projelendirmede büyük kolaylıklar sağlar. Ayrıca dairesel kesitli boruların, diğer geometrik şekillere göre yüksek basınçlara dayanabilmeleri nedeniyle, bu tip ısı değıştiricileri yüksek basınçlarda rahatlıkla kullanılabilir.

Borulu ısı değıştiricilerine konstrüksiyonlarına göre bir sınıflandırma yapacak olursak üç grupta inceleyebiliriz:

1. Düz Borulu Isı Değıştiricileri
2. Spiral Borulu Isı Değıştiricileri
3. Gövde Borulu Isı Değıştiricileri



a) Çift boru prensip şeması



b) Seri halde bağlanmış çift borulu

Şekil 5.31. Çift borulu ısı değıştiricisi

5.2.1.Düz Borulu Isı Değıştiricileri

Pratikte çift borulu olanların yanı sıra, boru demetinden yapılmış çeşitlerine de rastlanır. Çift borulu olanlar, en basit ısı değıştirici tipidir. Bunlara ait karakteristik şekiller Şekil 5.31’de verilmiştir. Sistem genellikle aynı eksenli iki borudan yapılır. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğer akışkan dıştaki borudan akar. Akışkanların akış yönleri paralel veya ters akımlı olabilir. Isıl kapasiteyi ve ısı geçiş yüzeyini arttırabilmek için Şekil 5.31.(b)’de görüldüğü gibi seri halde montajlar yapılabilir. Seri bağlantı halinde iki ısı değıştirici eleman birbirine, kıvrım yarıçapı en az 3d olan 180^0 dirsekler ile bağlanmalıdır.(Genceli, 1999)

Şekil 5.32’de ise yağ soğutucusu olarak kullanılan bir çift borulu ısı değıştirici görülmektedir. Bu uygulamada, içteki borudan soğuk su, iç ile dış borular arasından soğutulmak istenen sıcak

yağ geçirilmektedir. Yağ tarafındaki ısı taşınım katsayısının küçük olması nedeniyle, içteki borunun dış yüzeyi üzerine eksenel kanatlar ilave edilmiştir.

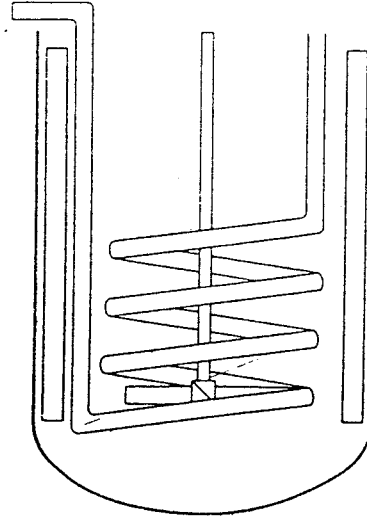
Bu tip ısı değiştiricilerinin teorik analizleri çok basittir. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı veya etkenlik geçiş sayısı yöntemlerinden birisi ile ısı hesapları yapılabilir. Isı değiştiricisinin temizlenmesi kolay olduğundan, özellikle kirletici akışkanlar için uygun bir konstrüksiyondur. Akışkanların ısı değiştiricisi içinde dağıtılmasında bir zorluk yoktur, ısı değiştiricisi içerisinde ölü bölgeler yoktur. Boru çaplarının küçük olması halinde, çok yüksek basınçlara çıkılabilir.β kompaktlık (yüzey alanı yoğunluğu) değerinin küçük olması en büyük dezavantajlarıdır. Yatırım masraflarının artması nedeniyle, toplam ısıtma yüzeyi 20 m² değerinden daha büyük yapılmaz.



Şekil 5.32. İçteki borusu üzerinde eksenel kanatlar bulunan çift borulu ısı değiştiricisi

5.2.2.Spiral Borulu Isı Değiştiricileri

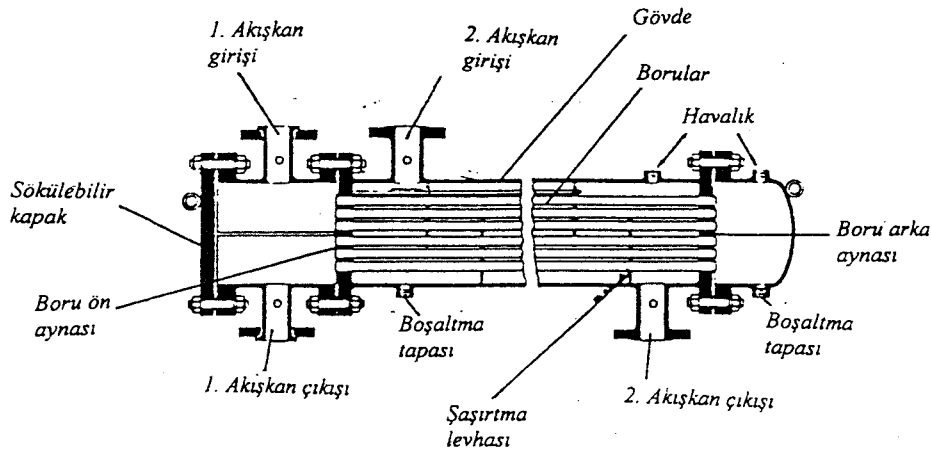
Bir veya daha fazla borudan spiral ile bu spiralin dışındaki bir depodan meydana gelir. Bir örneği Şekil 5.33'de verilmiş bulunan basit ve ucuz şekilde elde edilebilen bu ısı değiştiricileri genellikle havuz ve depolardaki akışkanların sıcaklık kontrolünde kullanılabilir. Bu tipteki değiştiricilerde ısı genleşmenin oluşturduğu gerilme problemleri yoktur. Helisel şekilde yapılabilen serpantin adımları, sarım çapı ve alanı uygun bir şekilde seçilebilir. Boru çapı tipik olarak depo çapının 1/30 kadarı, serpantin helis adımı boru çapının iki katı seçilebilir. Küçük serpantinlerin depo içinde desteğe ihtiyacı olmamasına rağmen, büyük serpantinlerin desteklenmesi gerekir. Spiral borunun dış yüzeyi ve depo kolaylıkla mekanik olarak temizlenebilirken, boru iç yüzeyi kolayca temizlenemez. Bu tip ısı değiştiricilerinin depo tarafındaki debi ve akışkan hızları küçük olması nedeniyle, bu taraftaki ısı kapasite debileri küçüktür.



Şekil 5.33. Depo içine yerleştirilmiş spiral borulu ısı değiştiricisi

5.2.3. Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

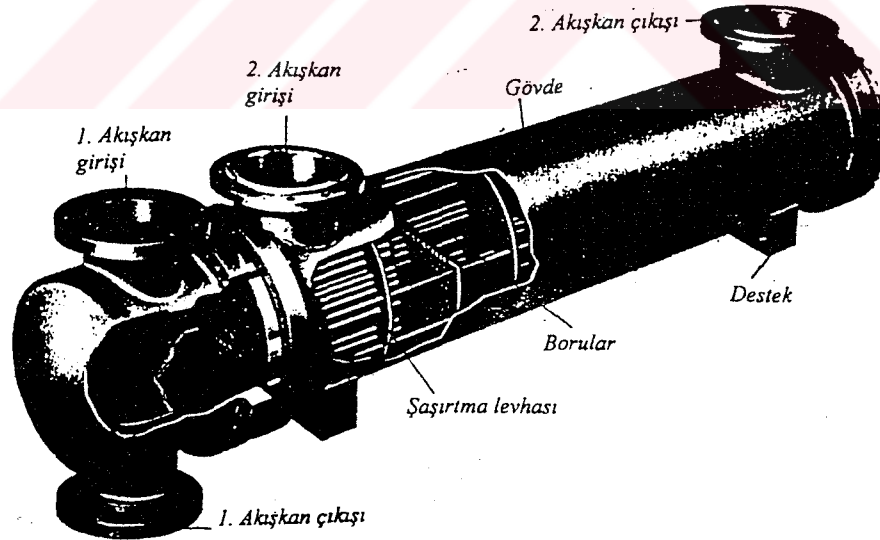
Prensip şeması Şekil 5.34'te verilen bu ısı değiştirici, silindirik bir gövde ile bu gövde içine yerleştirilen birbirine paralel borulardan meydana gelir. Akışkanlardan birisi borunun içinden, diğeri ise gövde içinden akar. Bu ısı değiştiricilerinin belli başlı elemanları, borular veya boru demeti, gövde, iki baştaki kafalar, boruların tespit edildiği ön ve arka aynalar ile gövde içindeki akışı yönlendiren ve borulara destek olabilen şaşırtma levhaları veya destek çubuklarıdır. Petrol rafinerilerinde, termik santrallerde, kimya endüstrisinde çok fazla uygulama alanı bulunabilen bu ısı değiştiricisine ait resim Şekil 5.35'te verilmiştir.



Şekil 5.34. Gövde borulu ısı değiştiricisinin prensip şeması

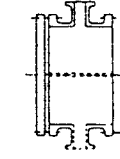
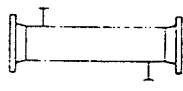
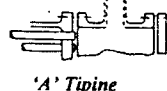
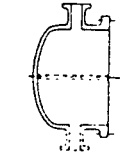
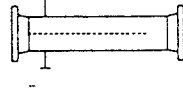
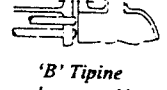
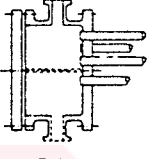
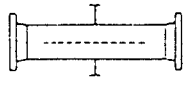
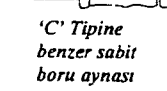
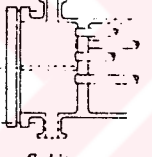
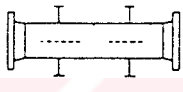
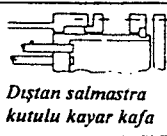
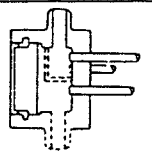

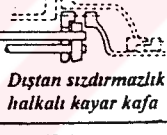
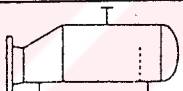

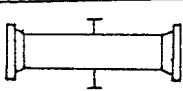


Borulu ısı değiştiricisi imalatçıları birliği TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), bu tip ısı değiştiricilerinin konstrüksiyonları için bir standardizasyon yapmış olup, bunlara ait başlıca özellikler Çizelge 5.2'de verilmiştir.Şekil 5.36'da ise bu standarda göre üretilmiş ve pratikte çok kullanılan bazı tipik gövde, boru ve kafa düzenlemeleri görölmektedir. Bu düzenlemelerde özellikle sabit boru demetli ısı değiştiricileri, basınç ve sıcaklık farkından dolayı meydana gelebilecek uzamaları karşılayacak biçimde yapılmalıdır. Bu tip ısı değiştiricilerinin gövde ve borularında kullanılan akışkanlar için önerilen standart anma basınçları genel olarak 2, 5, 6, 10, 16, 25 ve 40 bar değerlerindedir.

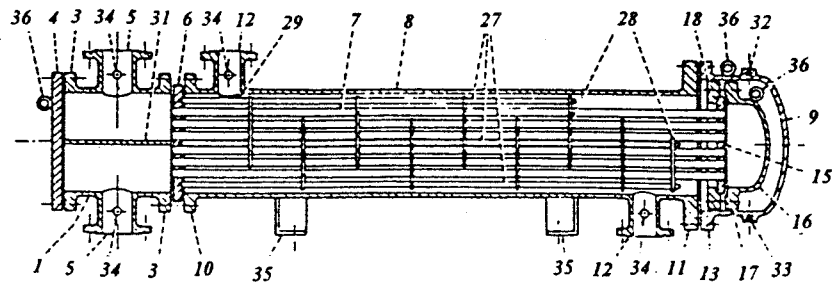
E gövde tipi ısı değiştiricileri basit ve ucuz konstrüksiyonlardır. Bu tipte akışkan gövdeye bir yandan girip, diğer yandan çıkmaktadır. Borular gövde içinde bir veya birden fazla şaşırtma elemanı ile desteklenebilir. E tipi gövde genellikle tek fazlı akışlar için kullanılır. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki ortalama logaritmik sıcaklık farkını arttırmak ve ısı değiştiricisi etkenliğini çoğaltmak için ters akım düzenlemesi tercih edilir. Isı değiştiricisinin etkenliğini daha da arttırabilmek için gövde içine konulan boyuna şaşırtma levhası yardımıyla elde edilen F tipi gövdeler de kullanılabilir.



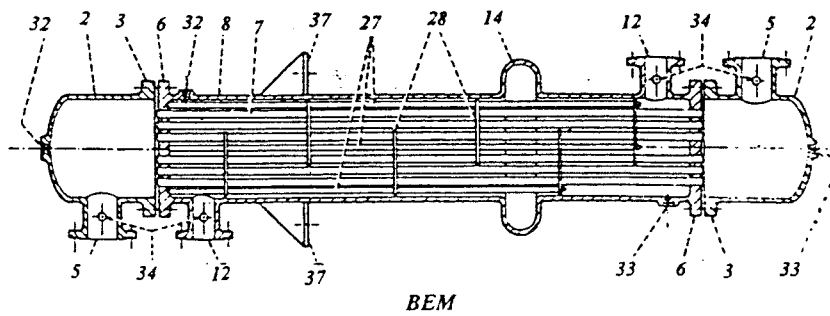
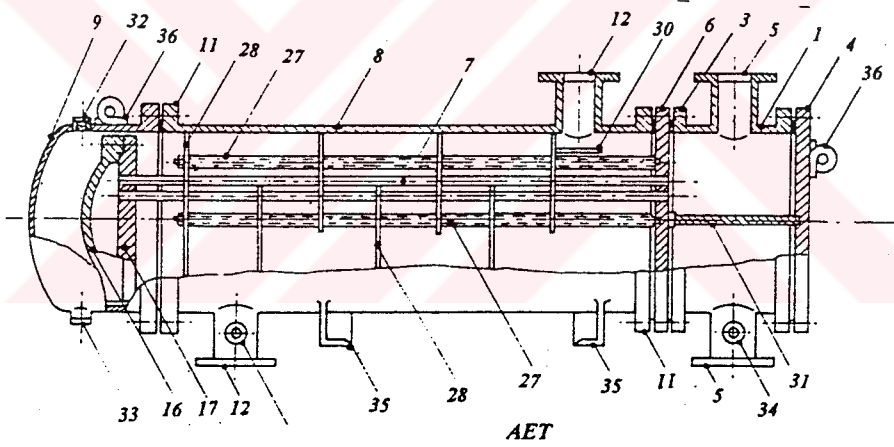
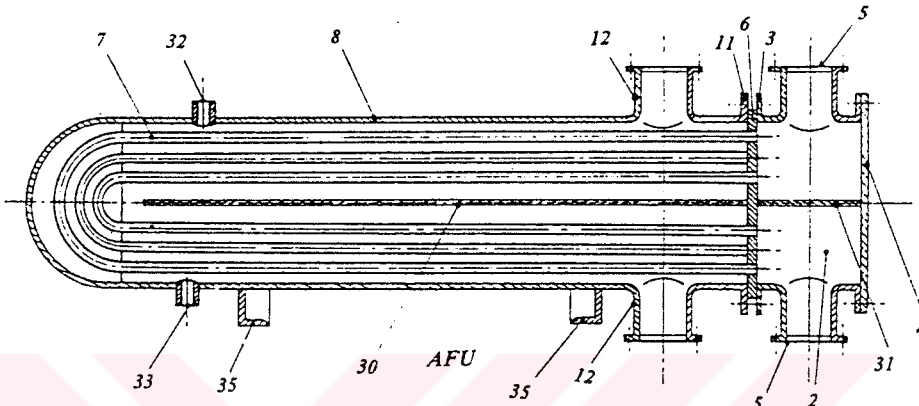
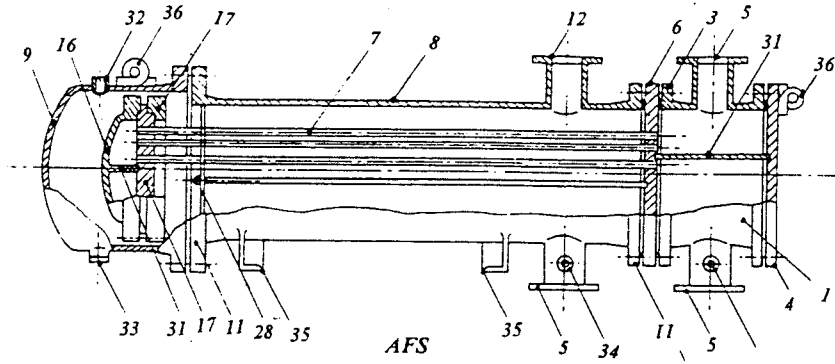
Şekil 5.35. Gövde borulu ısı değiştiricisinin resmi

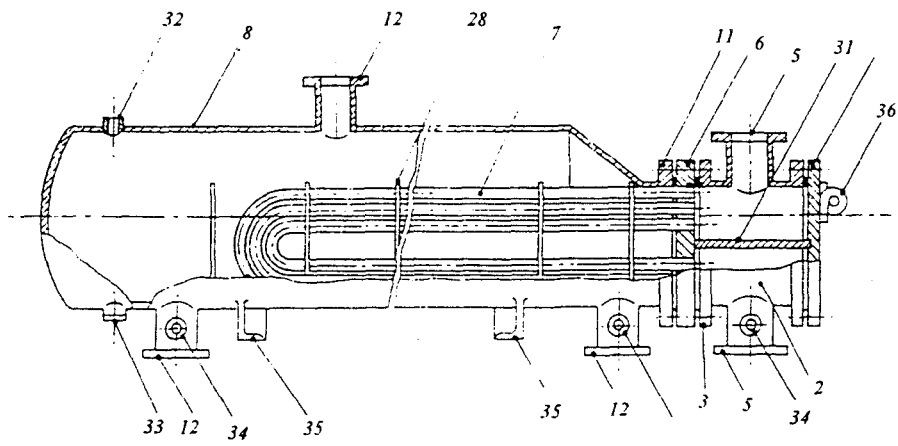
Çizelge 5.2.TEMA tarafından hazırlanan standart gövde tipleri ile ön ve arka kafalar

	ÖN TARAF	GÖVDE TIPLERİ	ARKA TARAF
A	 Kanal ve sökülebilir kapak	E  Bir gövde geçiş	L  'A' Tipine benzer sabit boru aynası
B	 Başlık integral kapak	F  Boyuna şaşırtmalı iki gövde geçiş	M  'B' Tipine benzer sabit boru aynası
C	 Sökülebilir boru demeti. Boru aynalı integral kanal	G  Ayrık akış	N  'C' Tipine benzer sabit boru aynası
N	 Sabit boru demeti. Boru aynalı integral kanal	H  Çifte ayrık akış	P  Dıştan salmastra kutulu kayar kafa
D	 Yüksek basınçlı özel kapak	J  Bölünmüş akış	S  Dıştan sızdırmazlık halkalı kayar kafa
		K  Semaver tipi buharlaştırıcı	T  Çekmeli kayar kafa
		X  Çapraz akış	U  U-Boru demeti
			W  Halkalı paket kayar boru aynası

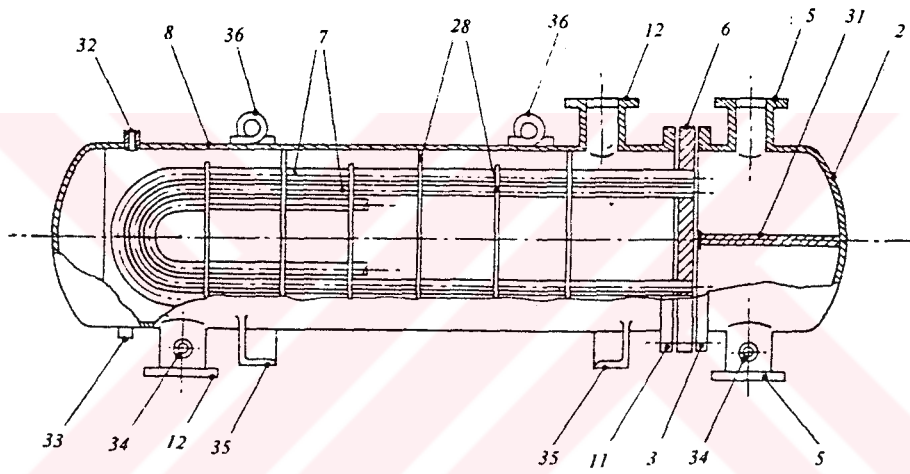


AES

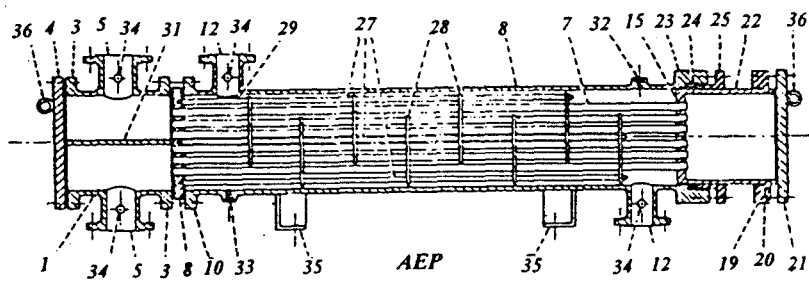




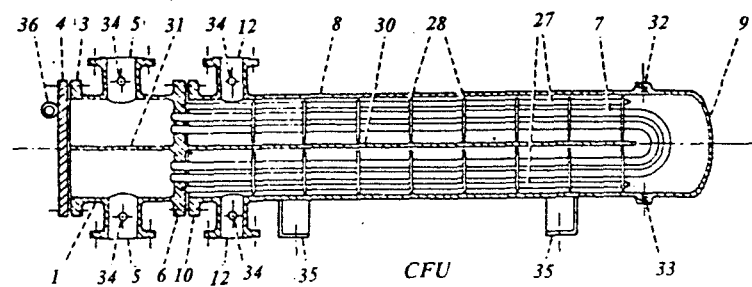
AKU



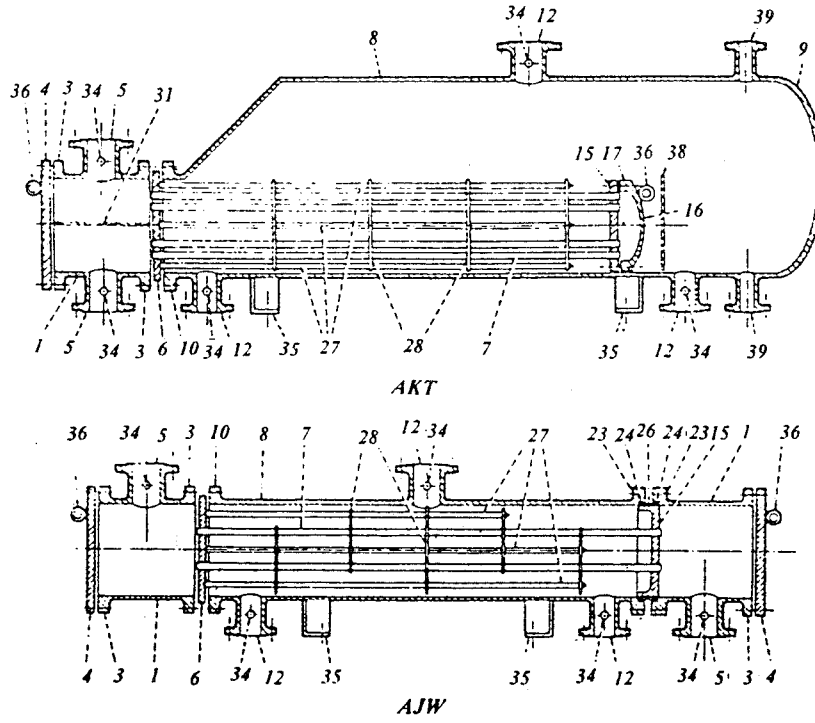
BEU



AEP

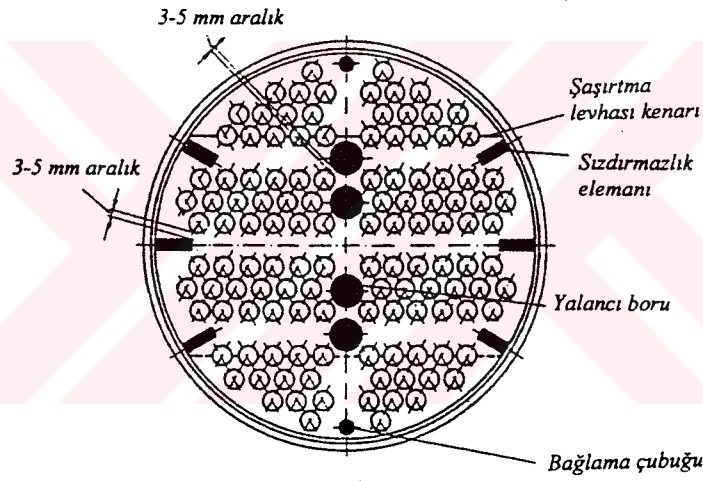
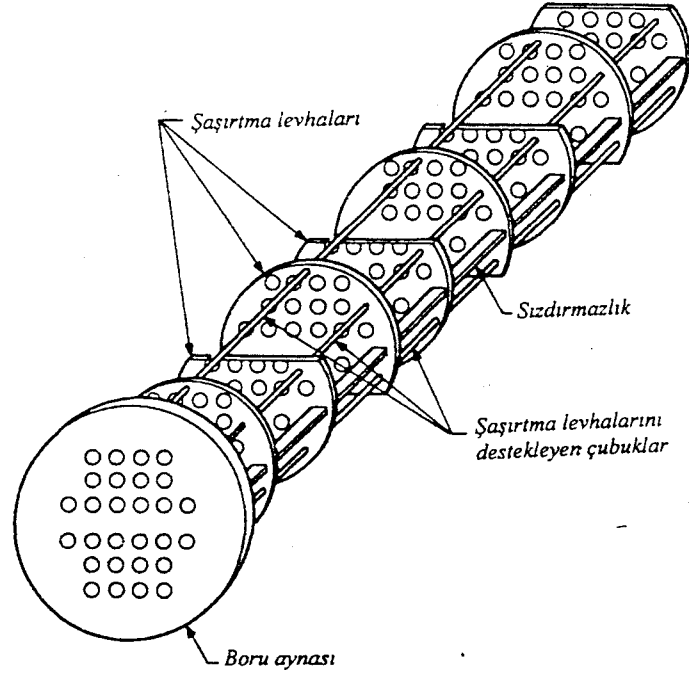


CFU

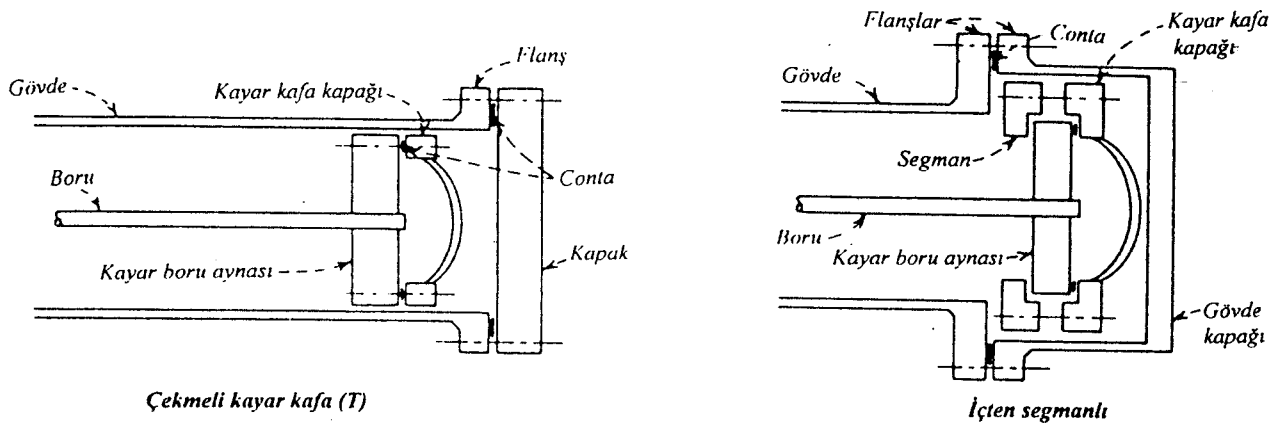


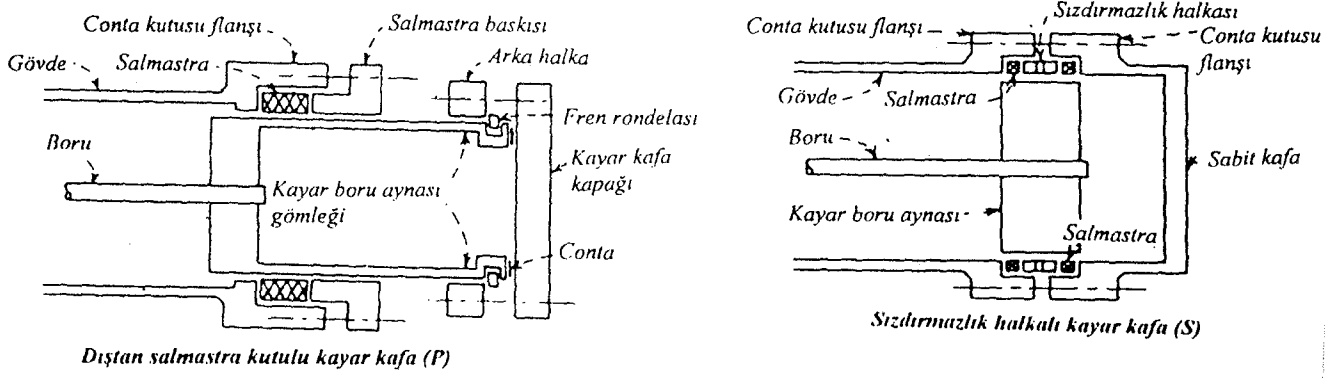
- | | |
|---------------------------------|------------------------------------|
| 1. Sabit kafa-kanal | 21. Kayar kafa kapağı-dış |
| 2. Sabit kafa-başlık | 22. Kayar boru aynası gömleği |
| 3. Sabit kafa, flanşlı-kanal | 23. Salmastra kutusu flanşı |
| 4. Kanal kapağı | 24. Salmastra |
| 5. Sabit kafa girişi | 25. Salmastra baskı halkası |
| 6. Sabit boru aynası | 26. Fener halkası |
| 7. Borular | 27. Bağlama çubukları ve boşluklar |
| 8. Gövde | 28. Şaşırtma veya destek levhaları |
| 9. Gövde kapağı | 29. Giriş şaşırtma levhası |
| 10. Gövde flanşı-sabit ön taraf | 30. Boyuna şaşırtma levhası |
| 11. Gövde flanşı-arka taraf | 31. Bölme |
| 12. Gövde girişi | 32. Havalık bağlantısı |
| 13. Gövde kapağı flanşı | 33. Boşaltma bağlantısı |
| 14. Genleşme bağlantısı | 34. Ölçme aleti bağlantısı |
| 15. Kayar boru aynası | 35. Destek |
| 16. Kayar kafa kapağı | 36. Kaldırma halkası |
| 17. Kayar kafa flanşı | 37. Destek |
| 18. Kayar kafa arka tertibatı | 38. Savak |
| 19. Segman | 39. Sıvı seviyesi bağlantısı |
| 20. Arka flanş | |

Şekil 5.36. TEMA standartlarına göre üretilmiş gövde borulu ısı değıştirici konstrüksiyonları



Şekil 5.37. Gövde borulu ısı değiştiricisinde şaşırtma levhalarının gösterimi





Şekil 5.38. Gövde borulu ısı değiştiricisinde kayar kafalar

Gövde içindeki akışı bölmek için, değişik uygulama yerlerinde G, H ve J tipleri kullanılır. G tipinde, gövde içindeki yatay bir şaşırtma elemanı akışı ikiye ayırır. Akışkanın gövdeye giriş ve çıkış ağızları, gövde ortasında birbirlerine göre 180^0 olarak yerleştirilir. G tipi ile E tipinin gövde tarafındaki basınç kayıpları aynıdır. Fakat G tipi gövde, E tipinden daha büyük bir ortalama logaritmik sıcaklık farkı sağladığından ısı değiştiricisi etkenliği daha iyidir. G tipi gövdeler çoğunlukla tek fazlı akışlarda kullanıldığı gibi, yatay buharlaştırıcı olarak da kullanılır. H tipi gövdeler, G tipi gövdelere çok benzerler, sadece gövdeye giriş ağızları ile akışı ayıran şaşırtma elemanları ikişer tanedir. J tipi gövdelerde ise bir giriş, iki çıkış veya iki giriş, bir çıkış ağızları vardır. J tipi gövdelerde, gövde tarafındaki basınç kaybı, E tipi gövdelerin $1/8$ değeri kadardır. Bu nedenle, bu gövdeler genellikle küçük basınç kayıplarının istendiği yerlerde, örnek olarak vakumlu yoğunlaştırıcı tesislerinde kullanılır. Yoğuşturulacak buhar, gövdeye iki yerden girip, yoğuşan sıvı ise bir yerden çıkar.

K tipi gövdeler ise buharlaştırıcı olarak kullanılır. Boru demeti gövdenin alt kısmındadır ve gövdenin hacimce yaklaşık %60 kadarını kaplar. Bunlar çoğunlukla havuz tipi kaynatıcılar olarak uygulama alanı bulurlar. Buharlaştırılmak istenen sıvı, boruları tamamen kaplar, buhar ise boruların bulunmadığı üst kısımda toplanır. Düşey bir levha savak rolü oynar, gereğinden fazla akışkan buradan taşarak dışarı atılır.

X tipi gövdeler çapraz akımlı düzenlemeleri sağlar. Gövde içinde şaşırtma elemanı yoktur. Boruların titreşim dolayısıyla zorlanmamaları için borular arasına destekler konulabilir. Bu tip gövde, gövde tarafında küçük basınç kaybının istendiği yerlerde kullanılır ve özellikle kanatlı borular ile gazların soğutulmasında uygulama alanı bulur.

Gerek gövdenin gerekse de boruların çap ve sayılarının tespitinde, bunlar içinde akan akışkan hızları önemli olmaktadır. Hızın büyük olması ısı geçiş katsayısını artırarak, daha kompakt ısı değiştiricisi konstrüksiyonuna imkan sağlarken, basınç kayıplarının ve bunun sonucu

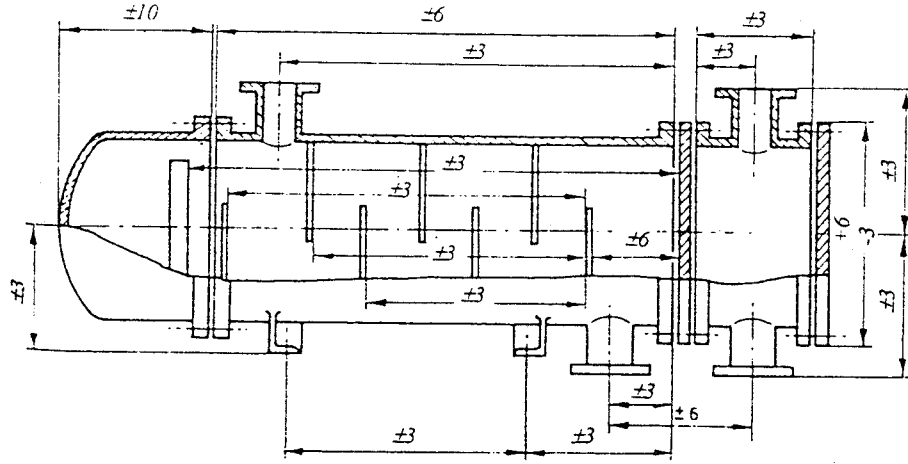
pompa veya vantilatör gücünün büyümesine sebep olur. Diğer taraftan büyük hızlar cidarlarda kirlenmeyi de önler, fakat titreşim, kavitasyon ve erozyon oluşturabilir. Tipik olarak, gövde borulu ısı değiştiricilerinde tavsiye edilen hız değerleri aralığı ve basınç dūřümleri Çizelge 5.3'te özetlenmiştir.

Çizelge 5.3. Gövde borulu ısı deđerřtiricilerinde tavsiye edilen hızlar ve basınç dūřümleri

Boru içindeki sıvı akışkanların hızları	1,5 – 2,5 m/s
	Bakır borularda maksimum 2 m/s
	Çelik borularda maksimum 3 - 4 m/s
	Paslanamaz çelik borularda max. 4 – 5 m/s
Gövde içindeki sıvı akışkan hızları	0,3 – 1 m/s
Boru veya gövdede gaz hızları	Vakum : 50 – 70 m/s
	Atmosferik basınç : 10 - 30 m/s
	Yüksek basınç : 5 – 10 m/s
Boru veya gövdede sıvı basınç dūřümü	Viskozitesi az : 35 kPa
	Viskozitesi çok : 50 – 70 kPa
Boru veya gövdede gaz fazda basınç dūřümü	Yüksek vakum : 0,4 – 0,8 kPa
	Orta vakum : 0,1 x (mutlak basınç)
	1 - 2 bar : 0,5 x (sistemin efektif basıncı)
	10 bar üstü : 0,1 x (sistemin efektif basıncı)

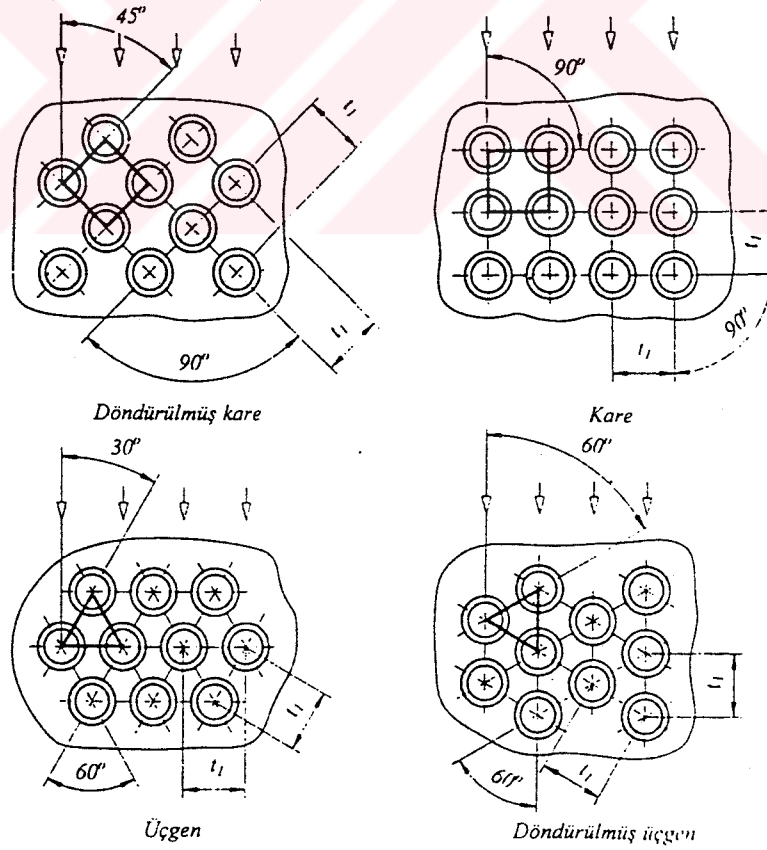
Isı değerştiricisi gövdesi, dökme demirden, çelik levhaların silindirik kıvrılarak kaynak edilmesiyle veya çelik borulardan imal edilebilirler. Dökme demir gövdeler 10 bar basınç ve 200⁰C sıcaklıktan yukarı değerlerde kullanılmamalıdır. Dökme demir gövdeler için standart çaplar olmamasına karşın, boru ve çelik levhalar kıvrılarak yapılan gövde çapları standart değerleri ile gövdeler içine yerleştirilen perde, destek çubukları, levhaları ve bağlantı çubukları ile ilgili imalat toleransları Şekil 5.39'da verilmiştir.

Gövde borulu ısı değerştiricilerinde kullanılan boru çapları 10 mm ile 57 mm arasında değerir. Birçok durumda, daha kompakt ve ucuz ısı değerştiricisi projelendirmesi sağlandığından, küçük boru çapları (16 mm ile 25 mm) tercih edilir. Buna karşılık, özellikle kirli akışkanların kullanıldığı durumlarda, temizleme kolaylığı sağlaması bakımından büyük çaplı borular kullanılır. Boru et kalınlığı, boru içindeki akışkanın

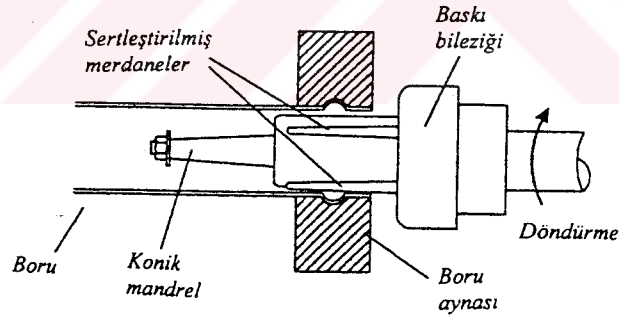
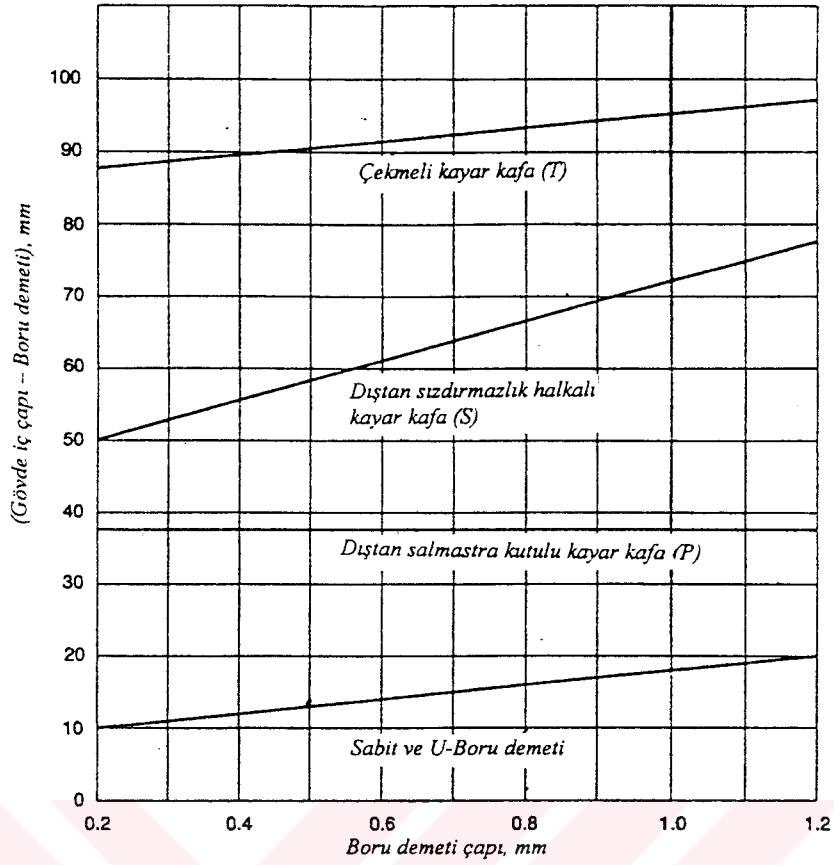


Şekil 5.39. Gövde borulu ısı değişticilerinin imalat toleransları

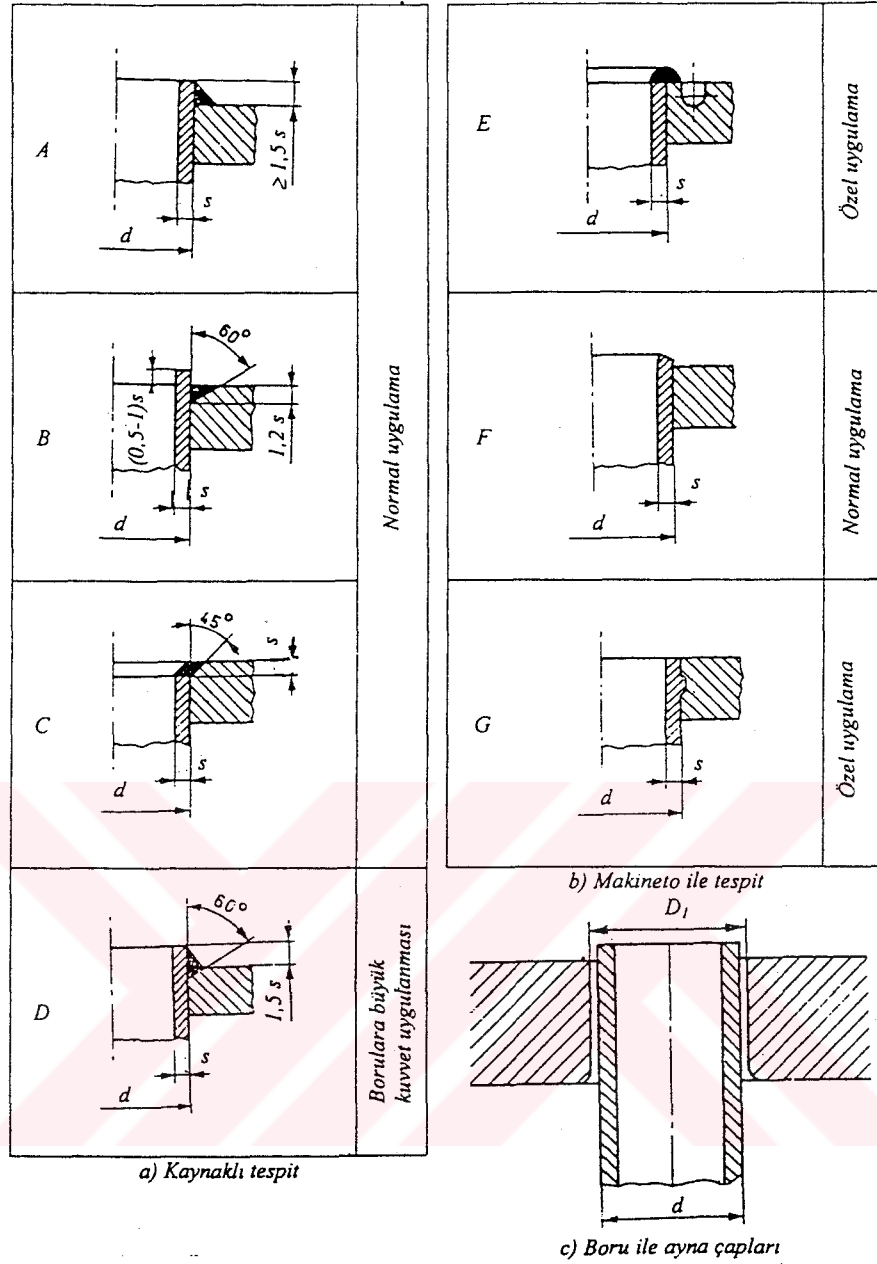
basıncına ve korozyon payı düşünülerek seçilir. Isı değişticilerinde kullanılan çelik ve diğer malzemelerden imal edilmiş boruların çapları ve et kalınlıkları uygun standartlardan alınabilir.



Şekil 5.40. Boru demeti düzenlemeleri



Gövde borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan boru boyları, piyasada satılan boru boylarının kesirleri olacak şekilde seçilmesi, imalatta fire vermemek açısından uygundur. Isı değiştiricisi boyu tespit edilirken, bu değiştiricisinin yerleştirileceği yer göz önünde tutulmalıdır. Belirli bir ısıl kapasite (veya ısıtma yüzeyi) için uzun boruların seçilmesi, gövde çapını küçültür ve özellikle yüksek basınçlarda daha ucuz ısı değiştiricisi imalatına imkan verir. Gövde çapının 5 – 10 katı olarak boru boylarının seçimi, pratik açıdan uygun sonuçlar vermektedir.



Şekil 5.43. Boruların boru aynasına tespiti

Bir gövde borulu ısı değiştiricisi içindeki boru demeti, Şekil 5.40'da görüldüğü gibi, eşkenar üçgen, kare, döndürülmüş kare veya döndürülmüş üçgen şekillerinde yapılabilir. Üçgen ve döndürülmüş kare düzenlemeleri, kare düzenlemeye göre daha büyük ısı geçiş katsayısı vermesine karşılık, bunlardaki basınç kayıpları biraz daha büyüktür. Kare ve döndürülmüş düzenlemeler, özellikle kirletici akışkanlar için uygundur. Çünkü bu tip düzenlenmiş boru demeti, ısı değiştiricisi dışarısına çıkarıldığında kolayca temizlenebilir. Her tip düzenlemede boru eksenleri arasındaki uzaklığın boru dış çapının 1,25 katı seçilmesi önerilir. Temizlik

kolaylığı istenen durumlarda, karesel düzenlemede borular arasında en az 6 – 7 mm boşluk olması istenir.

Boruların oluşturduğu demetin çapı, boruların sayısı ile boru geçiş sayılarına ve aradaki boşluğa da bağlıdır. Boru demeti çapı

$$D_{\text{demet}} = d_o \cdot (n_b / C)^{1/n} \quad (5.1)$$

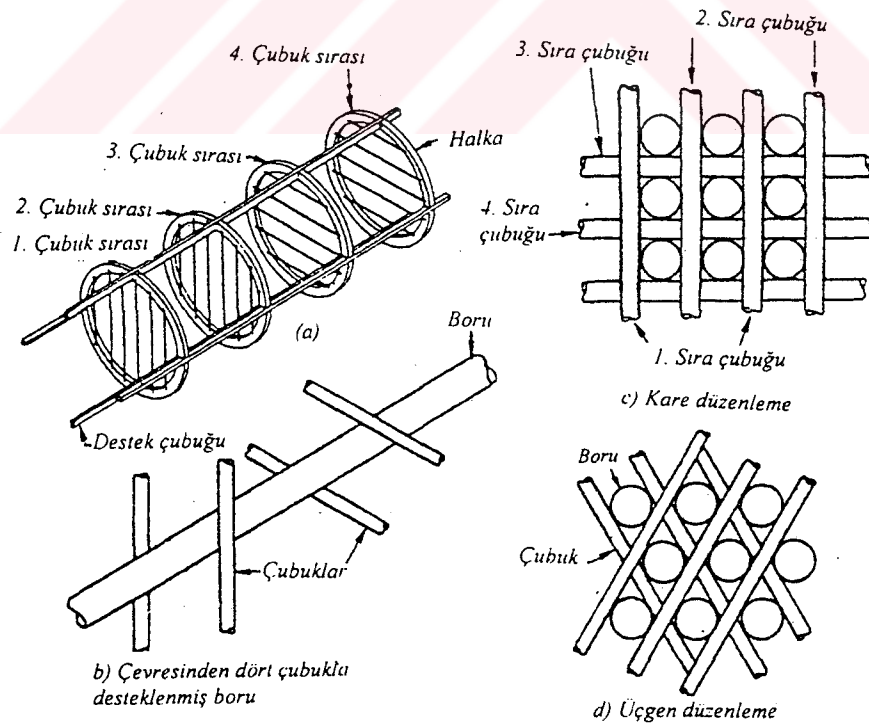
Boru demetindeki boru sayısı ise

$$n_b = C \cdot (D_{\text{demet}} / d_o)^n \quad (5.2)$$

deneysel bağlantılarından yaklaşık olarak tespit edilebilir. Bu bağlantılarda;

- D_{demet} : boru demeti çapı, mm
 d_o : boru dış çapı, mm
 n_b : boru sayısı

anlamlandırılır. C ve n katsayıları, boru düzenleme şekillerine bağlı olarak Çizelge 5.4'te verilmiştir.



Şekil 5.44. Çubuk tipi şaşırtma ve destek elemanları

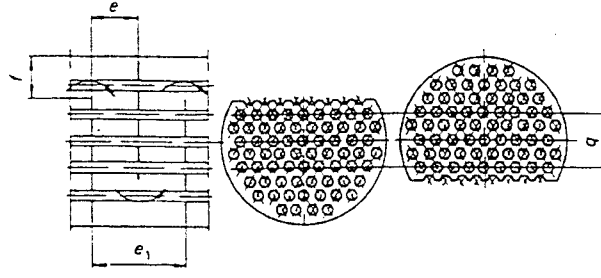
Çizelge 5.4. C ve n katsayıları

Boruların üçgen düzenlenişi, $t_1 = 1,25.d_0$					
Geçiş Sayısı	1	2	4	6	8
C	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
n	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675
Boruların kare düzenlenişi, $t_1 = 1,25.d_0$					
Geçiş Sayısı	1	2	4	6	8
C	0,215	0,156	0,158	0,0402	0,0331
n	2,207	2,291	2,263	2,617	2,643

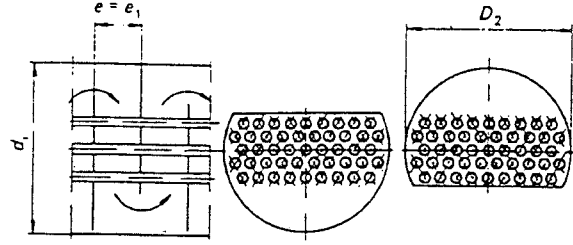
U tipi boru demeti kullanıldığında, boru sayısı az evvel verilen ampirik denklemdekinden (denklem 5.2) biraz daha az olur. Kıvrım yapılan U borularındaki kıvrım çapının sınırlanması nedeniyle, tam ortada bir aralık yapmak zorunluluğunu doğurur. Kıvrım çapının küçültülmesi, boru cidarında incelmeye yapabileceğinden, pratik olarak kıvrım yarıçapının boru dış çapının 2,5 katı kadar almak uygun sonuç verir. U tipi boru demetlerindeki boru sayısı, denklem 5.2’de elde edilen sayıdan, gövde ortasındaki bir sıra boru sayısının çıkartılması ile elde edilebilir. Gövde ortasındaki sıradaki boru sayıları (D_{demet} / t_1) oranından bulunabilir. Denklem 5.2. bağıntısı ile hesaplanabilen boru sayıları, kovan içine yerleştirilen şaşırtma levhaları ile çubuklarının durumlarına ve gövdeye akışkanın giriş ve çıkış ağzlarının konstrüksiyonlarına bağlı olarak bir miktar azaltılıp, artırılabilir.

Boru demeti çapı bulunduktan sonra, gövde ile bu boru demeti arasında bırakılması gereken boşluk göz önüne alınarak, gövde çapı belirlenebilir. Boru demeti ile gövde arasındaki bu boşluk, ısı değiştiricisi konstrüksiyonunda kafa tiplerine ve imalattaki tolerans sınırlarına bağlıdır. Bu açıklık için pratikten seçilmiş bazı değerler Şekil 5.41’de verilmiştir.

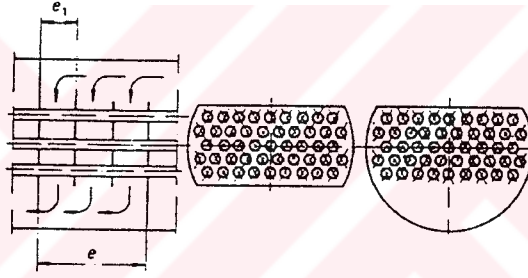
Boruların ön ve arka aynalara tespitinde kaynak işlemi ve genellikle de makineto işlemi kullanılır. Bu işlem için Şekil 5.42’de gösterildiği gibi özel konik silindir elemanlar ile boru genişletilerek aynaya yapışması sağlanır. Bu işlem esnasında sızdırmazlığın sağlanması kadar, borunun cidarlarının fazla incelmemesi de önemlidir. Bunun için ayna et kalınlığında özel yivler açılır. Borunun makineto edilen kısmının uzunluğu, boru aynası kalınlığının %90’nını geçmemelidir. Makineto edilen kısım ile makineto edilmeyen kısım arasında keskin bir geçiş olmamalıdır. Boruların ağzlarına yaklaşık olarak 2 mm yarıçaplı havşa açılmalıdır. Boru uçlarının aynadan taşan kısmı, makineto işleminden sonra 5 mm’den çok olmamalıdır. Şekil



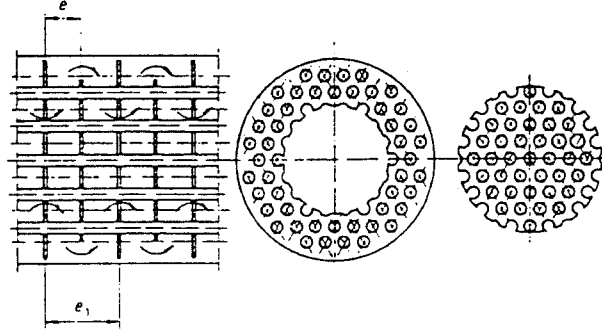
a) Boruların şaşırtma levhalarını tamamen doldurduğu tip



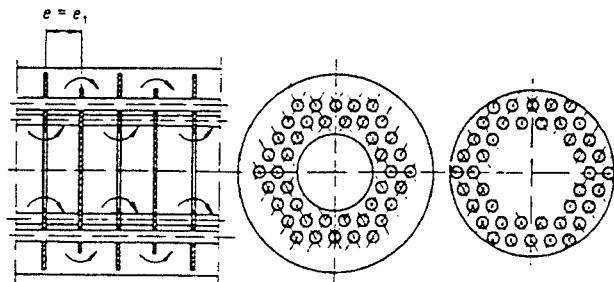
b) Boruların şaşırtma levhalarını kısmen doldurduğu tip



c) Akışı saptırıcı şaşırtma levhaları

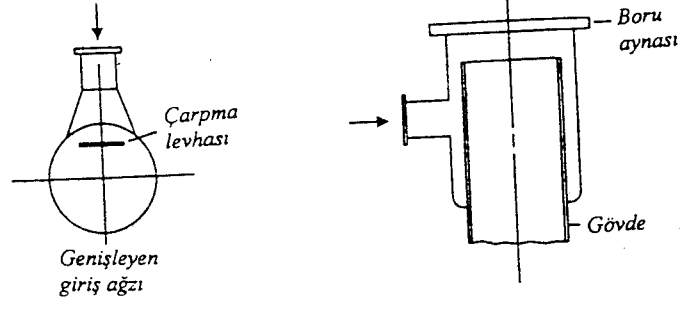


d) Boruların tamamen doldurduğu disk ve simit tipli şaşırtma levhaları

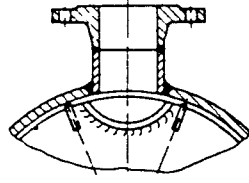


e) Ortada ve çevrede serbest geçişin olduğu disk ve simit tipli şaşırtma levhaları

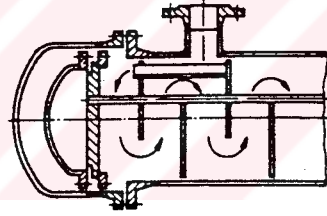
Şekil 5.45. Levha tipi şaşırtma ve destek elemanları



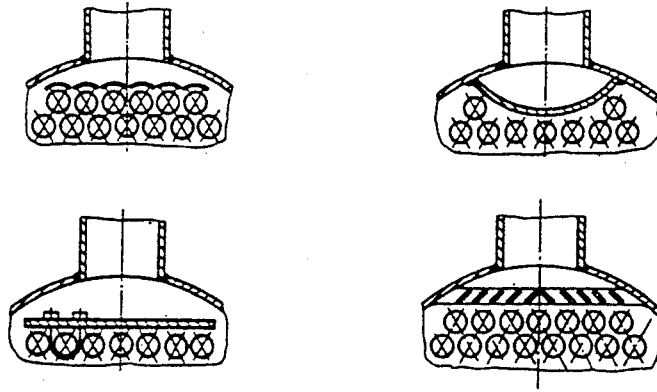
a) Giriş ağzının gövdeye bağlanış prensibi



b) Girişte dağıtıcı levha



c) Girişte ölü bölgeleri azaltan şaşırtma levhası



d) Giriş ağzında çarpma plakalarına ait örnekler

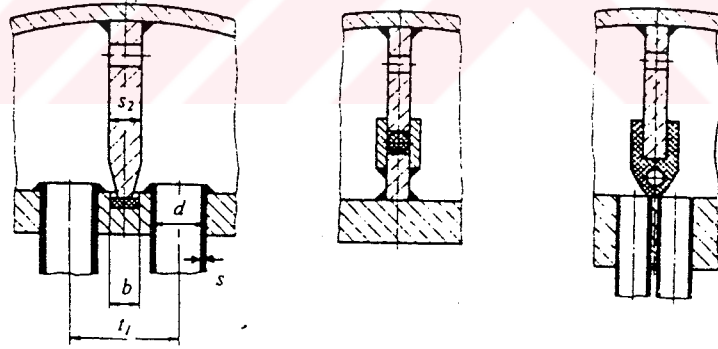
Şekil 5.46. Giriş ve çıkış ağzlarının gövdeye bağlantısı

5.43'te boruların aynalara tespitinde kullanılan kaynak ve makineto işlemlerinden örnekler verilmiştir.

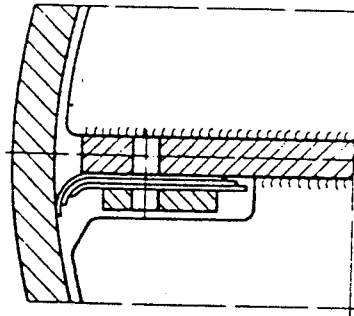
Sızdırmazlığın önemli olduğu durumlarda, borular aynaya kaynak işlemi ile tespit edilir.[Şekil 5.43 (a)] Kaynaklı boru tespitinin, ısı değiştiricisi imalat masrafları yanı sıra boruların arasındaki mesafenin de artarak gövde çapının büyümesine neden olacağı gözden uzak tutulmamalıdır.

Gövde içindeki akışkan hareketlerini yönlendirmek, akışı türbülanslı yapıp ölü bölgeleri azaltmak ve borulara destek sağlamak gayesi ile gövde içinde şaşırtma elemanları kullanılır. Bunlar levhalı ve çubuklu olmak üzere iki grupta toplanabilir.Şekil 5.44'te çubuk tipi, Şekil 5.45'te ise levha tipi şaşırtma ve destek elemanlarından bazı örnekler görülmektedir. Bu elemanların seçiminde, ısı geçişindeki iyileştirme, basınç kayıplarındaki artma ve akışta oluşturduğu titreşim ve gürültü göz önüne alınmalıdır.

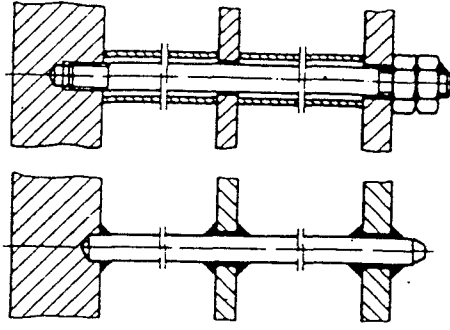
Şaşırtma elemanları akış kesitini %15 ile 45 arasında keser. Pratik açıdan %20 ile 25 gibi bir değer, iyi bir ısı geçiş katsayısı yanı sıra, fazla bir basınç kaybı oluşturmaz. Akışkanın kısa devre yapabilmesi nedeniyle, bu elemanlar ile gövde arasındaki aralık belirli değerleri aşmamalıdır. Elemanlar arasındaki mesafe, gövde çapının 0.2 ile 1,0 katı arasında değişebilmesine rağmen, bu mesafenin gövde çapının 0,3 ile 0,5 katı arasında seçilmesi, ısı geçişi ve basınç kayıpları açısından uygundur.



Şekil 5.47.Kafa içinde akışı bölen levhalarda sızdırmazlık



Şekil 5.48. Akışı bölücü boyuna levhalarla sızdırmazlık



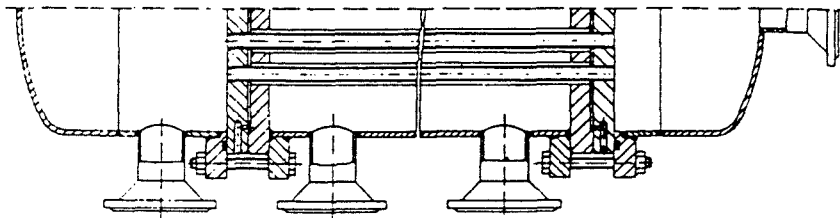
Şekil 5.51. Şaşırtma levhalarını destekleyen çubukların konstrüksiyonları

Akışkanın gövdeye giriş ve çıkış ağızları, standart boru çapında olmalıdır. Gövde akışkanının giriş ve çıkışında aşırı bir basınç kaybı, borularda ses ve titreşim olmamalı, düzgün bir akış sağlanmalıdır. Uygun giriş ve çıkış ağızlarını yerleştirebilmek için, gerekiyorsa boru demetinden bazı sıralar çıkarılmalı, akışkanın borulara doğrudan çarpması önlenmelidir. Bunlara ait bazı örnekler Şekil 5.46’da görülmektedir.

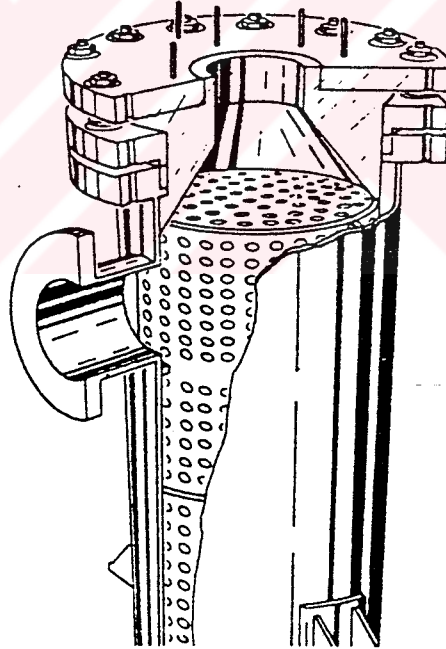
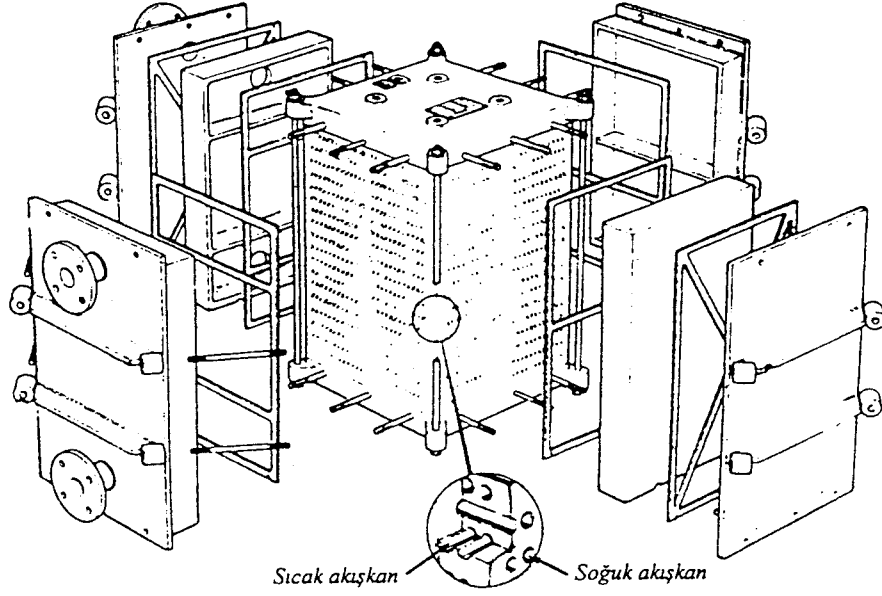
Gövde borulu ısı değiştiricilerinde kafa kısmının içinde akışı bölücü levhaların cidardaki sızdırmazlığın sağlanması için en çok kullanılan tasarımlar Şekil 5.47’de verilmiştir. Şekilde gözüken salmastra genişliği (b) yaklaşık olarak 8 – 10 mm değerindedir. Esnek sızdırmazlık örneği Şekil 5.47’deki 2.şekilde görülmektedir ve çoğunlukla düşük sıcaklık ve basınçlarda ($t < 150^{\circ}\text{C}$, $p < 6$ bar) kullanılan diğer bir örnek ise Şekil 5.47’deki 3.şekilde görülmektedir. Kafa içinde akışı bölücü levha kalınlıkları Çizelge 5.5’te görülebilir.

Çizelge 5.5. Kafa içinde akışı bölen levha kalınlıkları (mm)

Kafa Çapı	Karbon Çeliği	Alaşımli Çelik
< 600	8	6
600 – 1400	12	10
> 1400	16	14



Şekil 5.49. Korumalı gövde-borulu ısı değiştiricisi



Boru demetinin çıkarılabildiği durumlarda gövde içindeki akışı yönlendirici boyuna levhalar ile gövde arasındaki sızdırmazlığı sağlayan yaprak şeklindeki sızdırmazlık elemanlarına ait karakteristik bir örnek Şekil 5.48’de görülmektedir. 700 mm gövde çapına kadar bu levhaların kalınlıkları 8 mm, daha büyük gövde çapları için 12 mm alınabilir.

Şaşırtma levhalarının yerleştirilmesinde kullanılan destek çubuklarının konstrüksiyonlarına ait iki örnek Şekil 5.51’de verilmiştir. Bu çubuklar şaşırtma levhalarının düzgün şekilde montajı yanı sıra akıştan dolayı oluşabilecek titreşimlerin önlenmesini de sağlar.

5.2.4. Özel Gövde Borulu Isı Değiştiricileri

Bu konuda bahsi geçen ısı değiştiricileri konstrüktif olarak gövde borulu ısı değiştiricilerine benzemesine rağmen, özel kullanımlar için imal edilirler.

Bunlara ait ilk örnek Şekil 5.49’da verilen korumalı gövde borulu ısı değiştiricisidir. Bu ısı değiştiricisi özellikle kaçakların önlenmesi istenen yerlerde uygulama alanı bulur. Değiştirici içindeki borular aynı eksenli iki boru olarak ön ve arka aynalar arasına tespit edilir. Aynı eksenli iki boru arasındaki ısı geçişini arttırabilmek için, bu aralığa ya ısı transferi katsayısı yüksek bir akışkan ya da spiral bir kanat yerleştirilir. Sistem, borularda bir kaçak olduğunda, bu kaçağı anında tespit edilebilen dedektörler ile donatılır ve bu şekilde sıcak ve soğuk akışkanın birbirine karışması önlenir.

Özel gövdeli ısı değiştiricilerine ait diğer örnek, iki farklı tipi Şekil 5.50’de verilen grafit gövdeli ısı değiştiricileridir. Grafitin kimyasal maddelere karşı dirençli olması ve ısı iletim katsayısının da yüksek olması nedeniyle özellikle korozif ortamlardaki ısı değiştiricileri için uygun bir malzemedir. Serbest bromin ve klorin, serbest florit iyonları, sülfürik asit/potasyum dikromat ve derişik nitrik asit dışındaki bilinen bütün kimyasal maddelere karşı grafitin direnci oldukça fazladır. Yapısının boşluklu olması yüzünden, uygulamada grafitin içine fenol-formaldehit veya furan reçinesi emdirilmiş olarak kullanılır. Isı değiştiricilerinde kullanılan sentetik reçine emdirilmiş grafitte ait fiziksel özellikler Çizelge 5.6’da verilmiştir. Bu ısı değiştiricileri -60 ile 200°C sıcaklıkları arasında işletme sıcaklıklarında ve en fazla 15 bar işletme basıncında kullanılabilirler.

Çizelge 5.6. Sentetik reçine emdirilmiş grafitte ait fiziksel özellikler

Özellik	Birim	Sentetik Reçine Emdirilmiş Grafit
Çekme Mukavemeti	N/mm^2	28 – 33
Eğme Mukavemeti	N/mm^2	50 – 60
Basma Mukavemeti	N/mm^2	75 – 85
Elastisite Modülü	N/mm^2	$(20 - 30) \times 10^3$
Poisson Oranı	-	0,2 – 0,25
Kırılmada Uzama Miktarı	%	0,15 – 0,30
Isı İletim Katsayısı	$\text{W/m}^{\circ}\text{C}$	80
Özgül Isı	$\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C}$	1,0
Doğrusal Isıl Genleşme Katsayısı	K^{-1}	$3,5 \times 10^{-6}$
Sıcaklık Sınırı	$^{\circ}\text{C}$	200

5.3. Isı Pompalı Isı Geri Kazanım Sistemleri

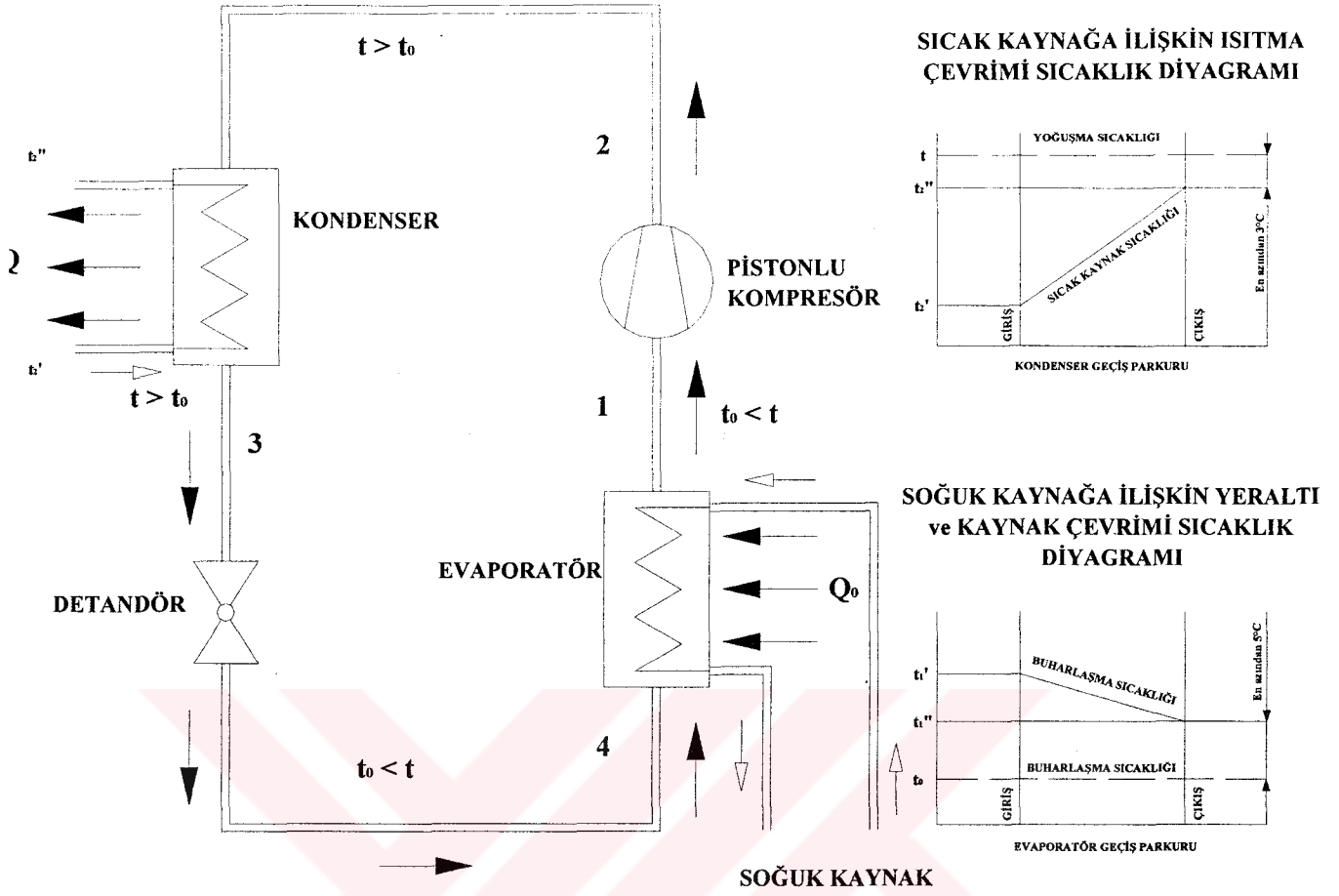
5.3.1. Isı Pompalarına İlişkin Genel Bilgiler:

Isı enerjisinin teknik bakımdan yaralı olabilmesi sahip olduğu sıcaklık derecesiyle yakından ilişkilidir. Bir ısı enerjisi sıcaklık seviyesi ne denli yüksekse o denli kaliteli ve o denli yaralı demektir. Örneğin ortam sıcaklıkları bölgesinde üretilen bir ısı enerjisinin teknik amaçlarla kullanılabilmesi hemen hemen hiç mümkün olmaz. Oysa mekaniksel enerjiden yararlanılmak suretiyle bir ısı enerjisi termodinamiksel nitelikli bir değişime tabi tutulursa ve bu yolla sıcaklık seviyesi bir miktar arttırılırsa yapı iç hacimlerinin ısıtılması amacıyla kullanılabilmesi imkanı elde edilebilir. Bu durumda ısı enerjisinin; doğal eğiliminin tersine, sıcaklık seviyesi düşük olan soğuk bir kaynaktan sıcaklık seviyesi daha yüksek olan sıcak bir kaynağa aktarılması sorunu gündemdedir. Biraz daha somut bir örnek vermek gerekirse; ortam havasından veya bir göl veya bir nehir suyundan ısı kazanılması ve gerçekte tabi haliyle hiçbir işe yaramayan düşük seviyeli bu ısı miktarlarının yüksek seviyeli ısı enerjisi haline dönüştürülmesi yoluyla bir kalorifer tesisatının beslenebilmesi mümkündür. Ancak bunun gerçekleşmesi için termodinamiğin ikinci prensibi uyarınca ısı enerjisinin düşük sıcaklık seviyeli bir soğuk ortamdaki daha yüksek sıcaklık seviyeli bir sıcak ortama aktarılabilmesi karşılığında mutlaka iş enerjisi tüketilmesine gerek vardır. Aksi halde ısı enerjisinin daima sıcak kaynaktan soğuk kaynağa doğru taşınmasına asla engel olunamaz. Isı Pompası kavramının kökeninde yatan düşünce de budur. Mesela su nasıl bir santrifüj veya merkezkaç pompa aracılığı ile basınçlandırılıp tabi eğiliminin tersine olarak bulunduğu yerden daha yüksekte bulunan bölgelere kadar rahatça taşınabiliyorsa tıpkı bunun gibi sanki ısı enerjisinin de ısı pompası adıyla nitelendirilen bir makina aracılığıyla hareketlendirilip keza doğal eğilimine ters olarak soğuk bir ortamdaki sıcak bir ortama iletilebilmesi düşünülmekte gibidir. Isı pompası yakıştırmasının nedensiz olmadığı görülmektedir. İşte sıcaklık seviyelerinin düşük olması nedeniyle tabi haliyle işe yaramayan ısı enerjilerinin iş enerjisi tüketilmesi yoluyla termodinamiksel nitelikli bir çevrimden geçirilerek sıcaklık seviyelerinin yükseltilmesine ve böylece işe yarar hale getirilmesini mümkün kılan ısıtma makinalarına ısı pompası adı verilmektedir. Ancak bu tanım yine de eksiktir. Zira tabi haliyle işe yaramayan bir ısı enerjisi bu termodinamiksel çevrim sırasında ısı kazancı sağlarken tabi enerji kaynağının bu çevrime sokulmayan kalan bölümü ısı yitireceği için ısı pompaları aracılığı ile sadece ısı üretilmesi değil bununla eş zamanlı olarak aynı anda soğukluk üretimi gerçekleştirilmesi de söz konusudur. Bundan dolayı bir önceki tanımın biraz daha genişletilerek "tabi halleriyle işe yaramayan enerji kaynaklarından yararlanılması yoluyla aynı zamanda hem ısı hem de soğukluk üretimi yapılmasını mümkün kılan özel termodinamiksel çevrimli termofrigorifiksel

sistemlere ısı pompaları adı verilir" şeklinde değiştirilmesi daha doğru olur. Tıpkı atmosfer havası gibi yeryüzü ve yeraltı su kaynakları da tabii halleriyle işe yaramayan üstelik bedava nitelikli ısı enerjisi depolarıdır. Isıtma tekniği alanında asıl iğnecik olan şudur; bir ısı pompası aracılığıyla kazanılması mümkün olan ısı miktarı bu amaçla sarfedilmesi gereken iş enerjisini nitelendiren mekaniksel enerjinin ısı eşdeğerinin birkaç katına eşittir. Bu ekonomik açıdan son derece önemli olan bir ayrıcalıktır. Isı pompasını uygulamalarını asıl çekici hale getiren özellik budur. Aksi halde bir yönüyle sadece pahalı bir ısıtma makinesi niteliğine sahip olan ısı pompasının başka hiçbir avantajının kalması söz konusu olamazdı. (Köktürk, 1997)

Adeta yokluktan ısı yaratılmasına 1 konulup karşılığında en olumsuz tabii şartlarında bile 2 ila 3 alınmasına imkan veren ve daha öncede belirttiğim gibi "Termodinamiğin İkinci Prensipleri"ni oluşturan tabii eğilimin tersine olarak ısının soğuk bir ortamdan daha sıcak bir ortama taşınabilmesi imkanını sağladığı için ısı pompası deyimiyle anılan bir ısıtma makinesinden başka birşey olmayan bu aygıt da tıpkı soğutma makinesi gibi çalışır. Ancak hemen eklemeliyim ki bu açıklamada yanılma payı vardır. Bir birim enerji tüketilip karşılığında 2 ila 3 birim seviyesinde hatta daha da fazla miktarda enerji alındığı doğrudur ama kompresörü elektrik enerjisi aracılığıyla devitilen mekanik kompresörlü buhar sıkıştırıcı ısı pompalarında bu üretim karşılığında elektrik enerjisi tüketimi yapıldığı çoğu kez gözardı edilmekte, sanki elektrik enerjisinin kendisi bedava bir enerji kaynağıymış gibi düşünülmektedir. Ne yazık ki gerçek böyle değildir. Isı pompalarına ilişkin verimlilik ölçütlerini inceleyecek olursak; kompresörde 1 kW seviyesinde bir elektriksel güç tüketiminin yapılabilmesi için elektrik santralinde yaklaşık 3,03 kW seviyesinde bir ısı enerjisinin üretilmesine gerek vardır. Yani "daha ısı pompası aşamasına geçilmeden önce 3 yatırılıp karşılığında ancak 1 alınabilmesi söz konusudur. Isı pompası aracılığıyla 1 yatırılıp bunun karşılığında 3 alınırsa bunun ne yararı olacaktır?" sorusu akla gelebilir. Bundan dolayı ısı pompalarının verimliliği konusunda çok iyimser tahminlerde bulunmadan önce enerji maliyeti konusunun asıl bu yönüyle incelenmesi çok yararlı olur. Bu olumsuzluğa rağmen düşük sıcaklık seviyeli soğuk ısı kaynaklarının değerlendirilebilmesine imkan verdiği için ısı pompalarının yine de mucizevi nitelikli aygıtlar olduğu o zaman daha iyi anlaşılacaktır.

Soğutma makinalarında görülenin tersine ısı pompası uygulamalarında evaporatörün yararlı soğutma gücünden değil de kondansörün yararlı ısıtma gücünden istifade edilmesi söz konusudur. Yeraltı ve yerüstü suları, toprak, atmosfer havası gibi göreceli olarak düşük sıcaklık seviyeli yani soğuk olan ve tabii haliyle işe yaramayan ısı kaynakları termodinamiğin ikinci prensibi uyarınca ısı pompaları aracılığıyla değerlendirilebilir ve bu kaynaklardan



Şekil 5.52. Bir ısı pompasının donatım elemanlarını ile sıcak ve soğuk kaynaklara ilişkin sıcaklık diyagramları (Boles ve Çengel, 1996)

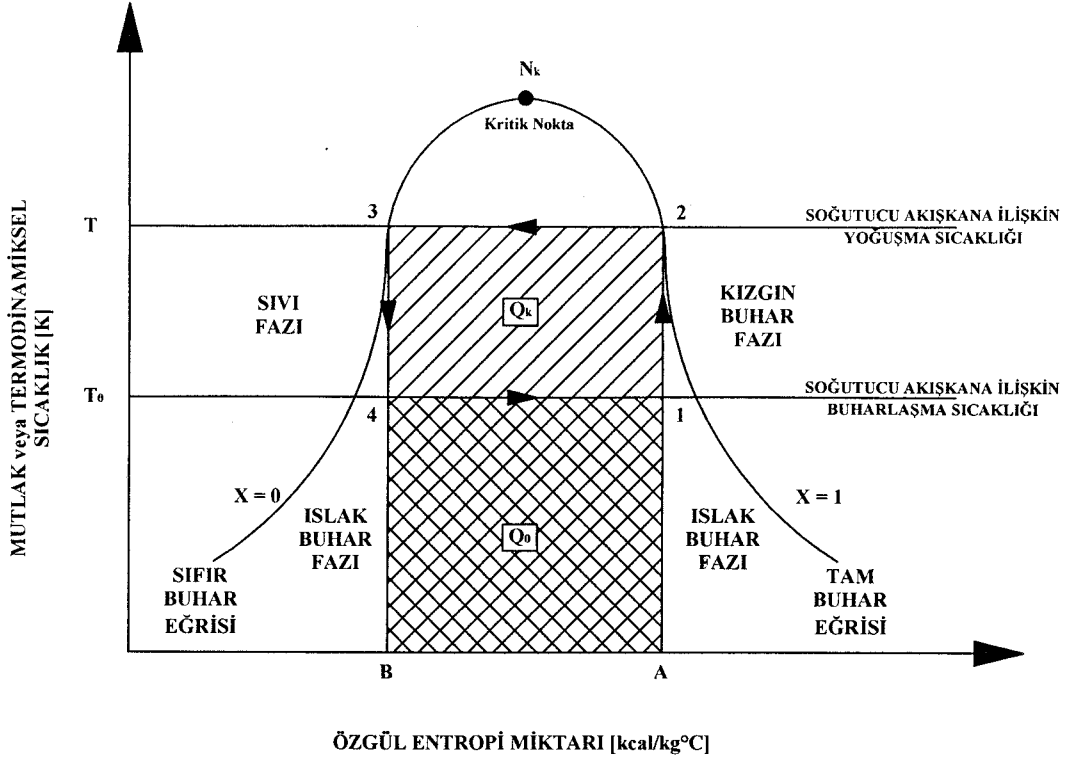
kazanılan ısı enerjileri yapı iç hacimlerinin, kullanma sularının ve yüzme havuzlarının ısıtılması amacıyla kullanılabilir.

Isı pompalarının konut ısıtması alanında kullanılması umulan yaygınlığa henüz erişemediyse bunun en önemli nedenlerinden biri elektrik enerjisinin diğer klasik yakıtlar aracılığıyla elde edilen ısı enerjisine oranla hâlâ büyük ölçüde pahalı olması ve ısı pompası için sarfedilen yatırım harcamalarının kısa sürede amorti edilebilmesi imkanının hâlâ gerçekleşemeyişidir. Ancak buna rağmen bazı uygulama alanlarında ısı pompası kullanımı çok verimli olabilmektedir. Kompresörün devitilmesi amacıyla ucuz bir enerji kaynağından yararlanılabilmesi imkanı mevcutsa, bir yüzme havuzunun ısıtılması amacıyla yönelik olarak bu salonun hemen yakınında bulunan bir buz pistinin soğuk kaynak olarak kullanılabilmesi imkanı söz konusu olabiliyorsa ısı pompaları gerçekten çok düşük maliyetli ısıtma sistemleri

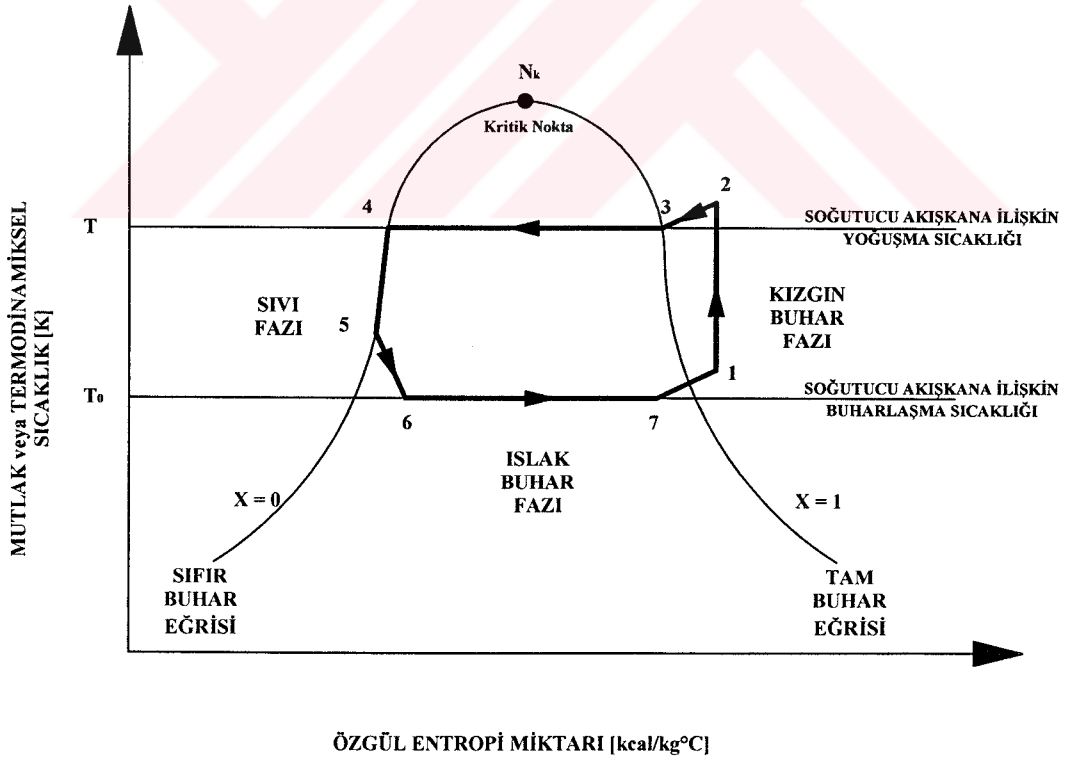
gibi işlev yapabilir ve bu tip uygulamalarda bu tesisler için yapılan yatırım harcamaları çok kısa bir zaman dilimi içinde ölü yatırım olmaktan çıkarak üretken bir yatırım biçimine dönüşebilir.

5.3.2. Isı Pompalarının Termodinamiksel İncelenmesi:

Mekanik kompresörlü buhar sıkıştırırmalı bir ısı pompası termodinamiksel bakımdan tıpkı mekanik kompresörlü buhar sıkıştırırmalı bir soğutma makinası gibi sıkıştırma-yoğuşurma ve genişletme-buharlaştırma prensibi uyarınca çalışır. Bu nedenle ısı pompalarında tıpkı soğutma makinalarında olduğu gibi soğutucu akışkanlardan yararlanılması söz konusudur. Şekil 1'de mekanik kompresörlü buhar sıkıştırırmalı bir ısı pompasına ilişkin prensip şeması tanıtılmıştır. Bir ısı pompası aracılığıyla sıcak kaynak adıyla anılan belli bir ortamın ısıtılması amaçlandığı için bu uygulamada ısı pompasının bir ısıtma makinası olarak tanıtılması gündemdedir. Bundan dolayı da ısı pompası normal çevrim yönüne uygun olarak çalıştırılmakta, kompresörden çıkan soğutucu akışkan doğrudan doğruya kondansöre gönderilmektedir. Bu uygulamada evaporatör aracılığı ile soğuk kaynak işlevi yapan yeraltı veya kaynak suyundan alınan ısı miktarlarının kondansatör aracılığı ile sıcak kaynak işlevi yapan kalorifer tesisatı çevrimine aktarılması amacı güdülmektedir. Oysa kompresörden kızgın buhar halinde çıkan soğutucu akışkanın kondansatöre gönderileceği yerde evaporatöre doğru yönlendirilmesi ile öncekine oranla ters yönde devitilmesi halinde ısı pompasının tersinir çevrim uyarınca çalıştırılabilmesi de mümkün olabilir ve bu yeni uygulamada termodinamiksel çevrimin oluşabilmesi için evaporatör aygıtının kondansatör aygıtı biçimine kondansatör aygıtının da evaporatör aygıtı biçimine dönüşmesi zorunluluğu başgösterir. Evaporatör aracılığıyla ile ısı kazancı sağlanması kondansatör aracılığıyla da ısı yitilmesi nedeniyle bu durumun sonucu olarak sıcak ve soğuk kaynakların karşılıklı olarak yer değiştirecek olmasından ötürü bir önceki halde ısı üretimi yapılan ortamda bu kez soğukluk üretilmesi gündeme gelir ve ısı pompasının bu defa soğutma makinası olarak görev yapması söz konusu olur. Isı pompalarında da tıpkı soğutma makinalarında olduğu gibi soğutucu akışkanlardan yararlanılmasının gerekli olduğu açıktır. Çünkü ısı pompalarının da keza aynı soğutma çevrimi uyarınca çalıştığını bilmekteyiz. Kullanılan soğutucu akışkanın -20 ila +20 °C aralığındaki düşük sıcaklık ve dolayısıyla nispeten düşük basınç altında buharlaşabilmesi ve 30 ila 70 °C aralığındaki yüksek sıcaklık ve dolayısıyla nispeten yüksek basınç altında yoğuşabilmesi gereği vardır. Bu amaçla örneğin R717 sembolüyle nitelendirilen amonyak akışkanından yararlanılabileceği gibi piyasada değişik tecimsel adlarla satılan ve tamamen benzer şartlarda üretilmedikleri için aralarında önemsiz nitelikte küçük farklar bulunan diğer soğutucu



Şekil 5.53. İdeal nitelikli teorik Carnot Çevrimi'ne ilişkin prensip şeması



Şekil 5.54. Gerçek nitelikli ısı pompası çevrimine ilişkin prensip şeması

akışkanlardan ve bu arada sözgelimi R22 sembolüyle bilinen CHF_2Cl kimyasal formüllü monoklorodiflüorometan soğutucu akışkanından da yararlanılabilir.

Şekil 5.52'de tanıtılan ısı pompasına ilişkin prensip şemasında yeraltı veya kaynak suyu soğuk kaynak işlevini görmekte, sıcak kaynak olarak görev yapan ısıtma tesisatı çevrimi tarafından gereksinme duyulan ısı miktarları tabii haliyle hiçbir işe yaramayan bu soğuk ısı deposundan sağlanmaktadır. Isı pompasında kullanılan soğutucu akışkan evaporatör aygıtında t_0 sıcaklığında buharlaşmakta, kondansatör aygıtında ise t sıcaklığında yoğunlaşma olayına uğramaktadır. Evaporatör aracılığı ile soğuk kaynak tan esas olarak buharlaşma gizli ısı şeklinde alınan ısı debisi miktarı Q_0 sembolüyle, kondansatör aracılığıyla daha çok yoğunlaşma gizli ısı şeklinde sıcak kaynağa aktarılan ısı debisi miktarı Q sembolüyle gösterilmiştir. t_1' sembolü soğuk kaynak akışkanın yani yeraltı veya kaynak suyu çevriminin evaporatöre giriş sıcaklığını, t_1'' sembolü ise aynı akışkanın evaporatörden çıkış sıcaklığını göstermektedir. Soğuk kaynak akışkanının evaporatör içinde ısı kaybına uğraması nedeniyle t_1'' sıcaklığı t_1' sıcaklığından daha düşüktür. Sıcak kaynak akışkanı olarak görev yapan ısıtma tesisatı çevrimi kondansatöre t_2' sıcaklığında girmekte, bu aygıt içinden geçişi esnasında ısınarak kondansatörden t_2'' sıcaklığında çıkmaktadır. t_2'' sıcaklığının t_2' sıcaklığından daha yüksek olduğu bellidir.

5.3.3. Isı Pompasına Çevrimine İlişkin Teorik Nitelikli Mutlak Sıcaklık-Entropi Diyagramı:

Isı pompası çevriminin entropi diyagramı üzerinde gösterilmesi hem yapılan açıklamaların daha kolaylıkla anlaşılmasını sağlayacak hem de bu sistemler hakkında yeni kavramların geliştirilebilmesi imkanını oluşturacaktır. Şekil 5.53'de tanıtılan entropi diyagramı ideal nitelikli teorik Carnot Çevrimi'yle ilgilidir. Bu diyagramda apsis eksenini $[\text{kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}]$ veya $[\text{kJ}/\text{kg K}]$ birimleri cinsinden değerlendirilen özgül entropi miktarlarının gösterimine, ordinat eksenini ise $[\text{K}]$ birimi cinsinden değerlendirilen mutlak ya da termodinamiksel sıcaklık değerlerinin gösterimine ayrılmıştır. t $[\text{C}]$ celsius sıcaklığı ile T $[\text{K}]$ mutlak ya da termodinamiksel sıcaklığı arasında ;

$$T [\text{K}] = t [^\circ\text{C}] + 273,15$$

eşdeğerlik ilişkisinin bulunduğu gözden uzak tutulmalıdır. Çan eğrisini andıran diyagram ısı pompası çevriminde kullanılması düşünülen soğutucu akışkanın muhtelif sıcaklıklardaki halleriyle ilgilidir. Gerçekten de soğutucu akışkanlarla ilgili sıcaklık-entropi diyagramları genellikle böyle çan eğrileri biçimindedir. Bu eğrinin tepe noktası "kritik nokta" deyimiyle adlandırılır. Bu kritik nokta aşıldığı yani sıcaklık derecesi bu sınırdan öte arttırıldığı zaman soğutucu akışkanın buharlaşabilmesi ve yoğunlaşabilmesi aslamümkün olmaz. Çan eğrisinin

solunda kalan alanda soğutucu akışkan doyma konumundan uzakta bulunmakla birlikte tamamiyle sıvı haldedir. Bu nedenle soğutucu akışkanın bu bölgede bütünüyle doymamış nitelikli olan sıvı halinde bulunduğu söylenir. Çan eğrisinin sağında kalan alanda soğutucu akışkan keza doyma konumundan uzaklaşmış durumda olmakla beraber bütünüyle kızgın buhar halindedir. Bu nedenle soğutucu akışkanın bu bölgede tamamiyle doymamış kuru buhar niteliğini taşıyan kızgın buhar halinde bulunduğu söylenir. Çan eğrisinin içinde kalan alanda ise soğutucu akışkanın doymuş sıvı + doymuş ıslak buhar yani tıpkı ıslak havaya benzer şekilde çoğu kez denildiği gibi ıslak buhar halinde bulunması söz konusudur. Çan eğrisinin N_k kritik noktasının solunda $X = 0$ kolu sıfır buhar eğrisi veya doymuş sıvı eğrisi deyimleriyle anılır. Bu kol üzerinde soğutucu akışkan bütünüyle doymuş sıvı halinde bulunur. Bu eğri üzerinde bulunan noktalarla temsil edilen soğutucu akışkanın kapsamında hiç buhar mevcut olmadığı ya da % 0 oranında buhar bulunduğu için bu kola $X = 0$ sıfır buhar eğrisi, tam sıvı eğrisi veya doymuş sıvı eğrisi adları verilmektedir. Çan eğrisinin N_k kritik noktasının sağında bulunan $X = 1$ kolu tam buhar eğrisi veya doymuş buhar eğrisi deyimleriyle anılır. Bu kol üzerinde soğutucu akışkan bütünüyle doymuş kuru buhar halinde bulunur. Bu eğri üzerinde bulunan noktalarla temsil edilen soğutucu akışkanın kapsamında hiç sıvı mevcut olmadığı ya da %100 oranında buhar olduğu için bu kola $X = 1$ tam buhar eğrisi veya doymuş kuru buhar eğrisi adı verilir. Demek oluyor ki $X = 0$ kolu üzerinde soğutucu akışkan tamamiyle doymuş sıvı faz halinde bulunduğu halde $X = 1$ kolu üzerinde soğutucu akışkanın bütünüyle doymuş kuru buhar fazı halinde bulunması söz konusudur. Bu iki kol arasında kalan bölgenin her noktasında soğutucu akışkan kısmen doymuş sıvı kısmen de doymuş ıslak buhar halindedir. Tıpkı ıslak hava örneğinde olduğu gibi soğutucu akışkanın bu bölgede ıslak buhar halinde bulunduğu da söylenir.

Isı pompası çevriminde kullanılan soğutucu akışkanlarla ilgili mutlak sıcaklık-özellik entropi miktarı diyagramının bilinmesi bu çevrimle ilgili entropi diyagramının da belirlenebilmesi imkanını sağlar. Mutlak sıcaklık-özellik entropi diyagramları yerine termodinamiksel özellik tablolarından yararlanılabilmesi de mümkündür. Hatta bu tip tablolar aracılığıyla daha duyarlı değerlerin okunabilmesi imkanı vardır. Şekil 5.53'de tanıtılan mutlak ya da termodinamiksel sıcaklık-özellik entropi miktarı diyagramı ısı pompası çevrimini tam anlamıyla yansıtan özelliklere sahip olmamakla birlikte bazı pratik sonuçlara ulaşılabilmesine imkan vermesi ve verim katsayısının belirlenebilmesi imkanını sağlaması bakımından son derece yararlıdır. Gerçekle tam bağdaşmadığı için bu diyagram ideal nitelikli Teorik Carnot Diyagramı adıyla anılır.

Bu diyagramda 1-2 doğru parçası sızdırmaz nitelikli hermetik tip bir kompresör tarafından gerçekleşen adyabatik, izantropik nitelikli sabit entropide sıkıştırma evrimini göstermekte, dış ortamla ısı alışverişi yapılmaksızın sabit entropi şartlarında olduğu varsayımı yürütülen bu olay sonucunda soğutucu akışkan hem sıcaklık hem de basınç kazancı sağlamakta böylece 1 halinden 2 haline dönüşmektedir. Soğutucu akışkanın sıcaklığı T_0 seviyesinden T seviyesine kadar yükselmiş, kompresör aracılığı ile sağlanan iş enerjisi sayesinde sıkıştırılan akışkan bu evrim sırasında bu enerjinin ısıl eşdeğerine tekabül eden miktarda ısı enerjisi kazanmak suretiyle sıcaklık seviyesini arttırma imkanı bulmuştur. Diyagramda 2-3 doğru parçasıyla gösterilen hal değişimi evrimi izotermik nitelikli yoğunlaşma olayıyla ilgilidir. T mutlak ya da termodinamiksel sıcaklığında, buharlaşmaya oranla daha yüksek basınç altında ve kızgın buhar halinde kondansör aygıtına giren soğutucu akışkan bu aygıt içinde sabit sıcaklık şartlarında yoğunlaşma olayına uğrayarak bu hal değişimi evrimi sırasında en çok yoğunlaşma gizli ısı şeklinde ısı yitirmekte ve kızgın buhar halinde girdiği bu aygıttan doymuş kuru buhar ve ıslak buhar aşamalarından geçip sonunda doymuş sıvı haline dönüşerek çıkmaktadır. Carnot Çevrimine göre kondansör çıkışında hala yüksek basınç altında, T mutlak sıcaklığında fakat artık doymuş sıvı halinde bulunan soğutucu akışkan 3-4 evrimi boyunca bir detandör aracılığı ile adyabatik ve izantropik nitelikli bir genişleme olayına uğratılmakta ve dış ortamla ısı alışverişinde bulunmaksızın gerçekleştiği varsayımı üretilen sabit entropide ki bu olay sırasında hem sıcaklık hem de basınç kaybederek 3 halinden 4 haline dönüşmektedir. 4 noktasında soğutucu akışkanın kısmen doymuş sıvı ve kısmen de doymuş ıslak buhar halinde bulunması söz konusudur. Nihayet T_0 mutlak sıcaklığında ve yoğunlaşmaya oranla daha düşük bir basınç altında sıfır buhar eğrisine hayli yakın konumda olmakla birlikte gerçekte ıslak buhar halinde yani kısmen doymuş sıvı kısmen de doymuş ıslak buhar şeklinde evaporatöre giren soğutucu akışkan bu aygıt içinde buharlaşma olayına uğrayarak izotermik şartlarda gerçekleşen sabit sıcaklıktaki bu hal değişimi sırasında daha çok buharlaşma gizli ısı biçiminde ısı kazanır ve 4 halinden 1 haline dönüşür.

Şekil 5.53'de prensip şeması tanıtılan Carnot çevrimine göre 2-3 doğru parçası ile apsis eksenini arasında kalan A23B dikdörtgen alanı sabit sıcaklık etkisi altında geçerli olan ;

$$\Delta Q = \Delta S T$$

bağıntısı uyarınca yoğunlaşma olayı sırasında kondansatörde gerçekleşen ısı alışverişini gösterir. Bir başka anlatımla Şekil 5.52 uyarınca sıcak kaynak işlevini yapan ısıtma çevrimine aktarılan Q ısı miktarı işte bu dikdörtgenin alanıyla bellidir. Yine aynı diyagramda 4-1 doğru

parçası ile apsis eksenini arasında kalan A14B dikdörtgen alanı buharlaşma olayı sırasında evaporatörde gerçekleşen ısı alışverişini nitelendirir. Bir başka anlatımla Şekil 5.52 uyarınca soğuk kaynak olarak görev yapan yeraltı suyu çevriminden alınan Q_0 ısı miktarı işte bu dikdörtgen alanıyla belirlidir. 1234 dikdörtgen alanı ise sıkıştırma olayı sırasında kompresörde tüketilen W iş enerjisinin Q_k ısıl eşdeğerine tekabül eder. Zira kompresörde gerçekleşen sıkıştırma işlemi sonucunda sıcaklığın T_0 seviyesinden T seviyesine yükselmesi söz konusudur. Bu duruma göre ideal nitelikli Teorik Carnot Çevrimi uyarınca çalıştığı varsayımı yürütülen bir ısı pompası tarafından üretilebilmesi mümkün olan Q ısı miktarı,

$$Q = Q_0 + W \quad \rightarrow \quad Q = Q_0 + Q_k$$

toplamı aracılığı ile belirlidir. Carnot çevriminin en büyük yararı bu ısı miktarlarının kolaylıkla hesaplanabilmesine imkan vermesidir.

Şekil 5.54'te ise, bir ısı pompasında soğutucu akışkanın geçirdiği hal değişimi evrimlerinin mutlak ya da termodinamiksel sıcaklık-özgül entropi miktarı diyagramında gösterilmesi amacıyla düzenlenmiş olan gerçek nitelikli ısı pompası çevrimine ilişkin prensip şeması verilmiştir. Bu diyagramda gerçekleşen hal değişimi evrimleri; buharlaşma evrimi (6 – 7), buhar ısınması evrimi (7 – 1), sıkıştırma evrimi (1 – 2), buhar soğuması evrimi (2 – 3), yoğunlaşma evrimi (3 – 4), sıvı soğuması evrimi (4 – 5) ve genişletme evrimi (5 – 6) olarak tanımlanabilir.

5.3.4. Isı Pompası Çeşitleri

EN 255-1 sayılı Avrupa Standartı uyarınca ısı pompaları soğuk/sıcak kaynak sırasına göre anılmak yoluyla adlandırılmaktadır. Sıcak sulu ısıtma sistemlerinin beslenmesi söz konusu olduğu zaman,

1. Su/Su akışkanlı ısı pompalarının

2. Salamura/Su akışkanlı ısı pompalarının

3. Hava/su akışkanlı ısı pompalarının varlığından söz açılacak ve " / " simgesinden önceki akışkan adının soğuk kaynakla ilgili olduğu asla göz ardı edilmeyecektir. Benzer şekilde sıcak havalı ısıtma sistemlerinin beslenmesi söz konusu olduğu zaman,

1. Su/Hava akışkanlı ısı pompalarının

2. Salamura/Hava akışkanlı ısı pompalarının

3. Hava/Hava akışkanlı ısı pompalarının varlığı gündeme gelecektir.

Soğuk kaynak olarak toprak katmanlarından ve ısı panellerinden yararlanılması ve dolayısıyla da bu tip kaynaklardan ısı kazanılabilmesi için bir aracı akışkan kullanımına gerek duyulması

halinde sıcak sulu ısıtma sistemlerinde olduğu gibi sıcak kaynak akışkanı su ise salamura/su akışkanlı ısı pompalarının ve sıcak havalı ısıtma sistemlerinde olduğu gibi sıcak kaynak akışkanı hava ise salamura/hava akışkanlı ısı pompalarının varlığı söz konusudur.

EN 255 sayılı Avrupa Standartında ısı pompalarına ilişkin deney koşulları da açıklanmakta, A harfi hava (air) , W harfi su (water) ve B harfi salamura (brine) anlamına gelmek üzere örneğin A 7/W 50-HP sembolü 7⁰C lik soğuk kaynak ve 50⁰C lik sıcak kaynak sıcaklıklarında çalıştırılmak üzere denenmiş olan hava/su akışkanlı bir ısı pompasını nitelendirmektedir. Simgesel gösterimde HP sembolü ısı pompası (heat pump) anlamını taşımakta, 7 sayısı dış hava sıcaklığını 50 sayısı ise kalorifer tesisatı gidiş suyu sıcaklığını göstermektedir.

5.3.5. Isı Pompasının Performans Katsayısı

Isı pompası çevriminin performansını belirleyen en önemli faktör, COP, performans katsayısıdır. COP, ısı pompası ile kondenserden alınan ısı (Q_{KON}), ısı pompasının çektiği W enerjisine oranıdır. Genelde COP değeri;

$$COP = Q_{KON} / W = Q_{KON} / (Q_{KON} - Q_B)$$

olarak gösterilebilir. Tersinir ısı pompasında ise durum; (Carnot Çevrimi)

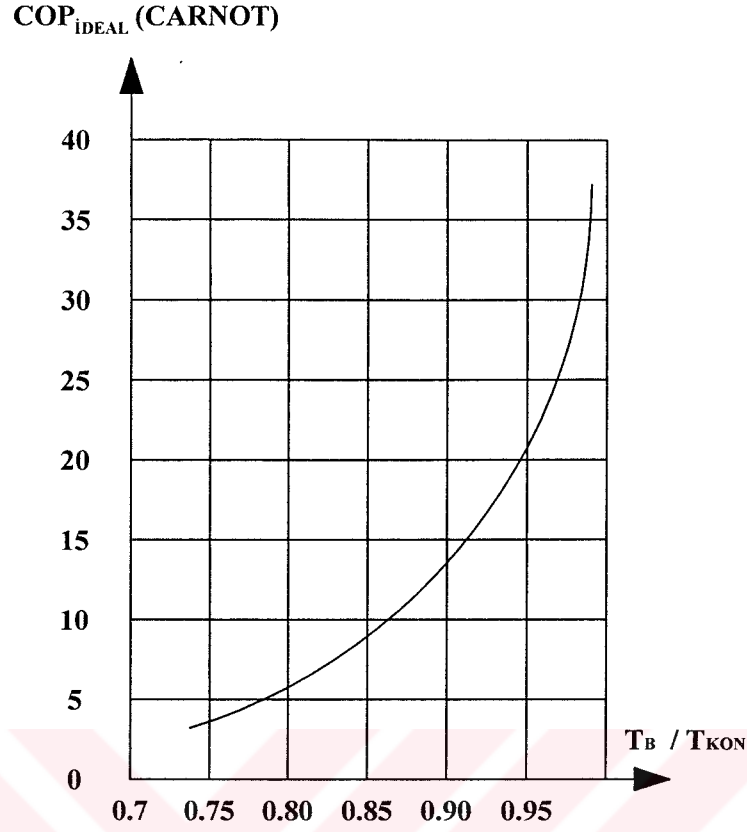
$$COP_{ideal} = T_{KON} / (T_{KON} - T_B) = 1 / [1 - (T_B / T_{KON})]$$

şeklindedir. Bu son oranda T_B, T_{KON}'a yaklaştıkça sonsuza gider Şekil 5.55 T_B / T_{KON} oranına bağlı olarak ideal performans katsayısı COP_{ideal}'in değişimini göstermektedir.

Carnot çevriminin COP değeri, COP'a etki eden faktörleri göstermekte bir referans olarak yararlıdır, fakat hiçbir zaman pratikte bu sağlanamaz. Bunun sebebi sıkıştırmanın ve genişlemenin pratikte izotermal olmayışı, soğutucu akışkan ile çevre arasındaki ortalama sıcaklık farkının düşük olması sebebiyle donanım boyutlarının kısıtlanması ve düşük mekanik verimle çalışılmasıdır. Bu nedenle Rankine çevriminin COP değeri, gerçek bir ısı pompası için daha uygundur. (Boles ve Çengel, 1996)

Gerçek bir ısı pompasının COP değerinin Carnot ve Rankine çevrimlerinin COP değerlerinden düşük olmasının sebepleri:

1. Isı kaynağı ve kondenserden elde edilen ısı depolanması ile soğutucu arasındaki ısı transferi için sıcaklık farkı gereklidir.



Şekil 5.55. Isı pompasının ideal ısıtma performans katsayısı değişimi

2. Toplam enerji girdisinin %10'u kadar tutan fan gücü prosesi destekleyebilmek amacı ile havanın, ısı transfer yüzeyinden hareket ettirilmesi için gereklidir.
3. Kompresör-motor grubunun verimi %85-90 kadardır.

Genellikle, ısı pompasının performansını etkileyen faktörler:

- iklim : yıllık ısıtma ve soğutma ihtiyacı
- ısı kaynağının sıcaklığı
- yardımcı enerji tüketimi
- ısı pompasının teknik özellikleri
- ısı pompasının büyüklüğü
- ısı pompasının diğer özellikleri
- ısı pompasının kontrol sistemi,

olarak sayılabilir.

5.3.6. Isı Pompasının Kullanım Alanları

Isı pompasının kullanımı üç alanda ağırlık kazanmıştır.

1. Konutlarda: ısıtma, sıcak su üretimi ve konfor şartlarının sağlanmasında kullanılır. Bu tip uygulamalarda ısıtıcı akışkanın sıcaklığı daha düşüktür ve dolayısıyla ısıtma tesir katsayısı daha yüksek olacaktır.
2. Ticari ve Resmi Binalarda: Binaların soğuk hava depolarında, yüzme havuzlarında, buz pateni sahalarında, bilgi işlem ve hassas cihazların odaların soğutulmasında kullanılır.
3. Endüstriyel Uygulamalarda: Bu alandaki uygulamalar yeterince yaygın olmamakla birlikte kurutma, buharlaştırma, damıtma işlemlerinde ve sütün sterilizasyonunda kullanılır. (Akbiyık, 1999)

5.3.6.1. Endüstride Kullanılan Isı Pompaları:

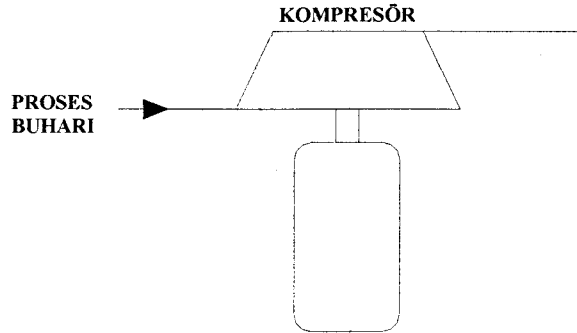
Endüstride kullanılmakta olan ısı pompalarının tasarımı, çevreyi korumaya yönelik zorlayıcı nedenlerden dolayı emisyonunun azaltılması, verimin iyileştirilmesi, soğutma için gerekli su limitinin azaltılması vb. konularda düzenlemelere tabidir. Endüstriyel uygulamalarda; enerji kullanımının yönlendirilmesi, ısı pompasının büyüklüğü, çalışma şartları ve ısı kaynakları geniş bir aralığa dağılmasına rağmen bu düzenlemelere uygun olan ısı pompası tipleri başlıca şu ana başlıklar altında toplanabilir:

5.3.6.1.1. Mekanik Buhar Sıkıştırma Sistemleri

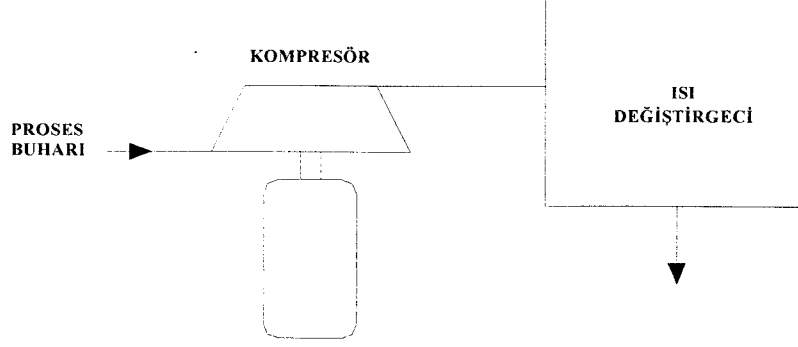
Endüstriyel proseslerden gelen buhar, ısı pompası sisteminin temel elemanları arasında açık veya ısı eşanjörü kullanılarak yarı-açık çevrimle sirküle ettirilir. Bu tip sistemler daha çok petrokimya tesislerinde kullanılır. (Şekil 5.56 ve Şekil 5.57)

Bu tip sistemlerin endüstride kullanılmaları ise bazı sınırlamalara tabidir:

- Buhar, sıkıştırma sırasında yağ ile temas ettiği için gıda ve eczacılık sanayiinde kullanılamaz, yağsız kompresörler ise hem pahalı hem de yetersizdir.



Şekil 5.56. Açık çevrimli mekanik buhar sıkıştırma sistemi

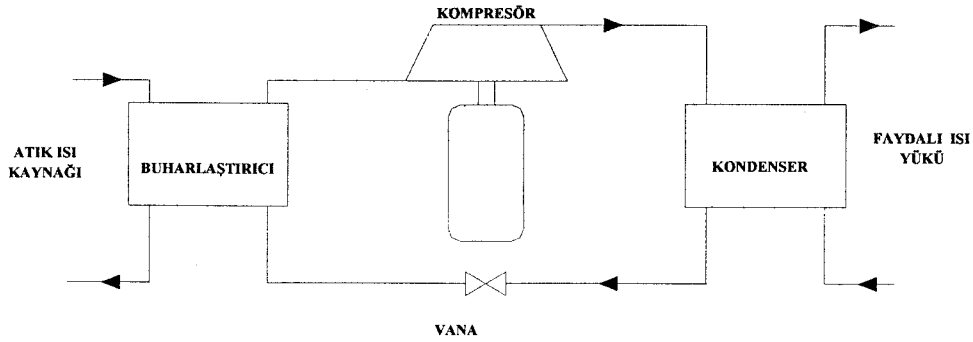


Şekil 5.57. Isı eşanjörlü mekanik buhar sıkıştırma sistemi

- Özellikle kimyasal ürün ağırlıklı işletmelerde kompresöre ek koruma getirilmesi gereklidir.
- Buhar temiz olmalıdır. Aksi takdirde yoğunlaşma sırasında ısı eşanjörlerinde ve kondenserde problemlere neden olur.

5.3.6.1.2. Kapalı Çevrimde Çalışan Sıkıştırma Isı Pompaları

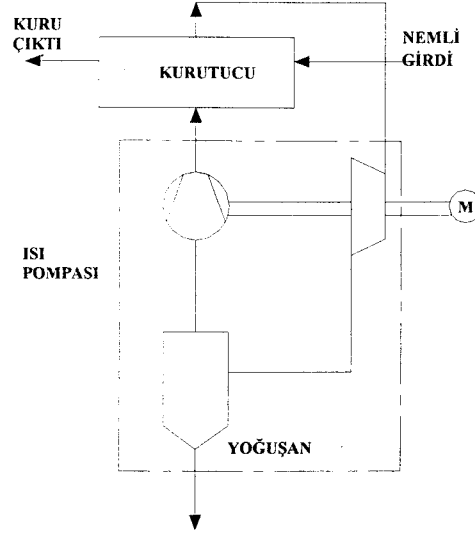
Soğutucu akışkan, ısı pompası sisteminin temel elmanları arasında kapalı çevrimle sirküle ettirilir. Bir başka deyişle, buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkanın sıcaklığı, ısı kaynağından daha düşüktür. Böylece ısı, ısı kaynağından soğutucu akışkana transfer olur ve soğutucu akışkan buharlaşır. Buharlaştırıcıdan çıkan buharlar yüksek basınç ve sıcaklığa sıkıştırılır ve sıcak buhar kondensere girer, yoğunlaşırken gizli ısıyı burada bırakır. Sonuç olarak, soğutucu akışkan ilk durumuna geri döner. Kompresör, genellikle bir elektrik motoru ile veya yanmalı motorla çalıştırıldığı için ısı pompasındaki toplam enerji kaybı daha azdır.



Şekil 5.58. Kapalı çevrim buhar sıkıştırma sistemi

5.3.6.1.3. Tersinir Brayton Model Sirkülasyonlu Isı Pompaları

Pek çok prosesten gelen çözücü yüklü hava sıkıştırılır ve genişletilir, genişleme sırasında hava soğur ve çözücünden ayrılır. Böylece aynı zamanda proses gazlarından çözücü geri kazanımı da söz konusu olur. Duruma bağlı olarak daha ileri derece genişleme, türbin vasıtasıyla sağlanabilir.



Şekil 5.59. Kurutma prosesinde kapalı çevrimli Brayton-Isı Pompasının kullanımı

5.3.6.1.4. Absorpsiyonlu Isı Pompaları

Sirkülasyonu gerçekleştirilen ısıl zorlamadır ve bu zorlama, yüksek basınçlı buhar veya atık ısı ile sağlanır. Sirkülasyon sırasında soğutucu akışkan bir absorbe edici madde ile birlikte kullanılır. COP değeri 1,2 – 1,4 arasında değişir ve endüstride kullanımları yaygın değildir.

5.3.6.2. Endüstride Isı Pompasının Kullanım Alanları

Endüstri tipi ısı pompaları genellikle:

- Ortamın ısıtılmasında,
- Proses akımlarını ısıtma veya soğutmada,
- Yıkama veya temizleme sularının ısıtılmasında,
- Buhar üretiminde,
- Kurutma veya nem gidermede,
- Buharlaştırmada,
- Destilasyonda,
- Konsantre etme işlemlerinde,

gibi işlemlerinde kullanılabilir.

Isı pompaları kurutma, buharlaştırma ve destilasyon gibi işlemlerde kullanıldığı zaman ısı, proses içinde sirküle edilir. Kurutma işleminde maksimum sıcaklık 100°C olup ana uygulama alanları gıda ürünlerinin ve hamur kağıdının kurutulmasıdır. Bu türdeki işlemlerde kullanılan ısı pompalarının COP değeri genellikle 5 – 7 arasında değişir. Ortamın ısıtılmasında ve proses akımlarını ısıtma/soğutmada kullanılan ısı pompalarında ısı kaynağı genellikle $20 - 100^{\circ}\text{C}$ sıcaklıklarındaki atık ısıdır.

5.4.Buhar Kazanlarında Blöf İşleminde Isı Geri Kazanımı

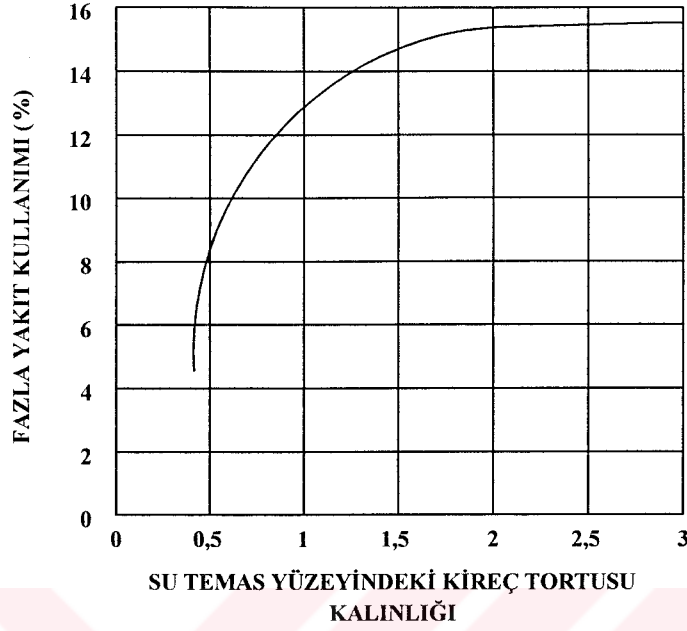
Buhar kazanlarında, ısı transferini engelleyen kireç tortusu oluşumunun ve köpürmenin engellenmesi, kazan dibinde oluşan katı çökeltilerin dışarı alınması vb. işlemler blöf işlemiyle gerçekleştirilmektedir. Blöf işlemi sonucunda tesiste bir ısı kaybı olmakta ve verim düşüklüğü meydana gelmektedir. Ülkemizde tüketilen enerjinin sektörel olarak dağılımına bakıldığında, sanayi sektörünün ilk sırayı aldığı görülür. Sanayi sektörünün ısı enerji tüketimi, sektörün enerji tüketiminin yaklaşık %33'nü oluşturmaktadır. Bu nedenle ısı tesislerdeki buhar kazanlarında ve donanımlarında kaybolan ısıyı tekrar kazanmak gereklidir.

Buhar kazanlarında verimsizliğin önemli bir nedeni, blöf işleminden dolayı kazanda oluşan ısı kaybı olabilir. Blöf işlemi, ihtiyaca göre sürekli veya kesikli olarak yapılmaktadır. Endüstriyel amaçlar için buhar miktarının artırılması, kazan suyunda asılı partikül ve içinde katı çözülmüş konsantrasyonu oluşturur. Konsantrasyon seviyesindeki artış sonucunda, kazan suyu içinde çözülmüş katıların kazan içinde bir tortu gibi kalmasına sebep olabilir. Bu da boru arızalarına yol açan aşırı ısınmalara neden olur. Bu kireç tortusu ısı transferine engel olur ve kazan verimini düşürür. Tipik bir kazanda kireç tortusundan dolayı oluşan fazla yakıt kullanım miktarı Çizelge 5.7'de görülmektedir. Sonuçta, yüksek bir katı konsantrasyon köpürmeyi özendirir ve buhar hatlarının içindeki suyun ayrışmasına (Carry-over) neden olur. Dolayısıyla suyun buhar içindeki etkisini sürdürmesine sebep olur. Suyun ayrışması (Carry-over); buhar içindeki kazan suyunun bütün ayrışma tiplerini kapsayan genel bir terimdir. Ana sebepleri; kazanda çok yüksek bir su seviyesi, haddin fazla çözülmüş katılar, aşırı alkalitler, temizleyicilerin bulunması, akışkanın durumu ve çoğunlukla sudaki asılı partiküllerdir.(Ermiş, İslamoğlu ve Yılmaz, 1997)

Yukarıda belirtilenler, çözeltinin konsantrasyon seviyesinin kontrolü için gereklidir. Bu blöf işlemi ile gerçekleştirilir. Belli bir hacmine sahip olan suyun tamamı çekilmez ve çekilen su otomatik olarak kazan besleme suyu tarafından sağlanır. Böylece sudaki toplam çözülmüş katı (TDS) miktarının optimum seviyesi korunur. Bununla beraber sıcak su kaybı oluşur, bu da enerji kaybına yol açar. Kazan veriminde bir azalmaya sebep olur. (Çizelge 5.9) Bu problemlerden dolayı, tüm kazanlarda suyun denetimini ve dikkatli kontrolünü gerekli kılar. Fakat modern muhafazalı kapalı sistemler bile küçük su kapasiteleri ve çıkışlarındaki sınırlı buhar hücresi sebebiyle daha önceki tiplerinden daha çok zararlara açıktır.

Eski tip kazanlar (Lancashire/Cornish gibi) geniş su kapasitelerine sahiptir. Eski tip kazanlar normalde kazan suyu içerisinde fazla katı çözülmüş problemi olmayan (ppm; Bir milyondaki partikül sayısı olarak simgelenir) partikül sayısına kadar içinde yüksek bir toplam çözülmüş katıya müsaade eder. Yavaş su hareketi ve kazan dibinde çökmüş katının birikmesi bu tip

Çizelge 5.7. Tipik bir kazan içindeki kireç tortusundan dolayı oluşan yakıt kullanım oranı



kazanların karakteristikleridir. Birikimlerin taşınmasında çabuk tesirli tam açık durumdaki blöf vanaları kullanılır. Bu yöntem tam çözüm değildir. Bu yüzden kullanıcılar genellikle blöf suyundaki ısı kaybının hissedilebilir büyük miktarda gerçekleşmesiyle oluşacak zararlara karşı dikkatli davranırlar.

Modern muhafazalı silindirik tip kazanlar çok düşük su hücresine sahiptir. Bu sebeple buhar üretiminin türbülanslı düşünülebilmesi dikkate değerdir. Böylece sistem daha çok asılı partikülden korunur ve tortunun oluşması daha azdır.

Çizelge 5.8. Kazan suyu konsantrasyonunun tavsiye edilen sınırları

Buhar Üretim Ünitesinin Çıkış Basıncı (bar)	Toplam Çözülmüş Katı (ppm)	Toplam Alkalitlik (ppm)	Asılı Partikül (ppm)
0 – 20	3500	700	300
21 – 30	3000	600	250
31 – 40	2500	500	150
41 – 50	2000	400	100
51 – 60	1500	300	60
61 – 67	1250	250	40
68 – 100	1000	200	20
101 – 133	750	150	10
133 ve daha üstü	500	100	5

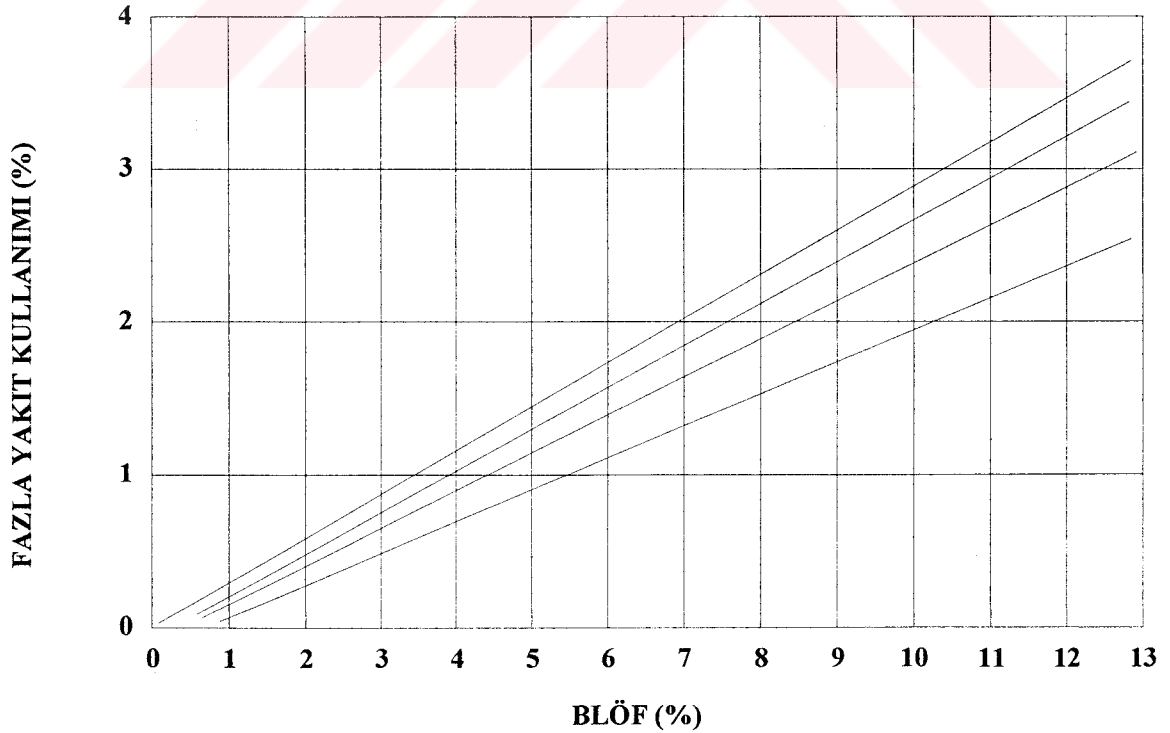
Bu yüzden TDS (Toplam Çözünmüş Katı) seviyesinin eski tip kazanlarda daha düşük seviyelerde tutulması gerekir. Seviye standardı bir milyondaki partikül sayısı 2000-3500 (ppm)'dir. Başka deyişle buhar kalitesi fazla katı çözünmesi nedeniyle düşebilir. Modern muhafazalı kazanlarda tavsiye edilen TDS seviyeleri Çizelge 5.8'de özetlenmiştir.

6.5.1. Kesikli ve Sürekli Blöf

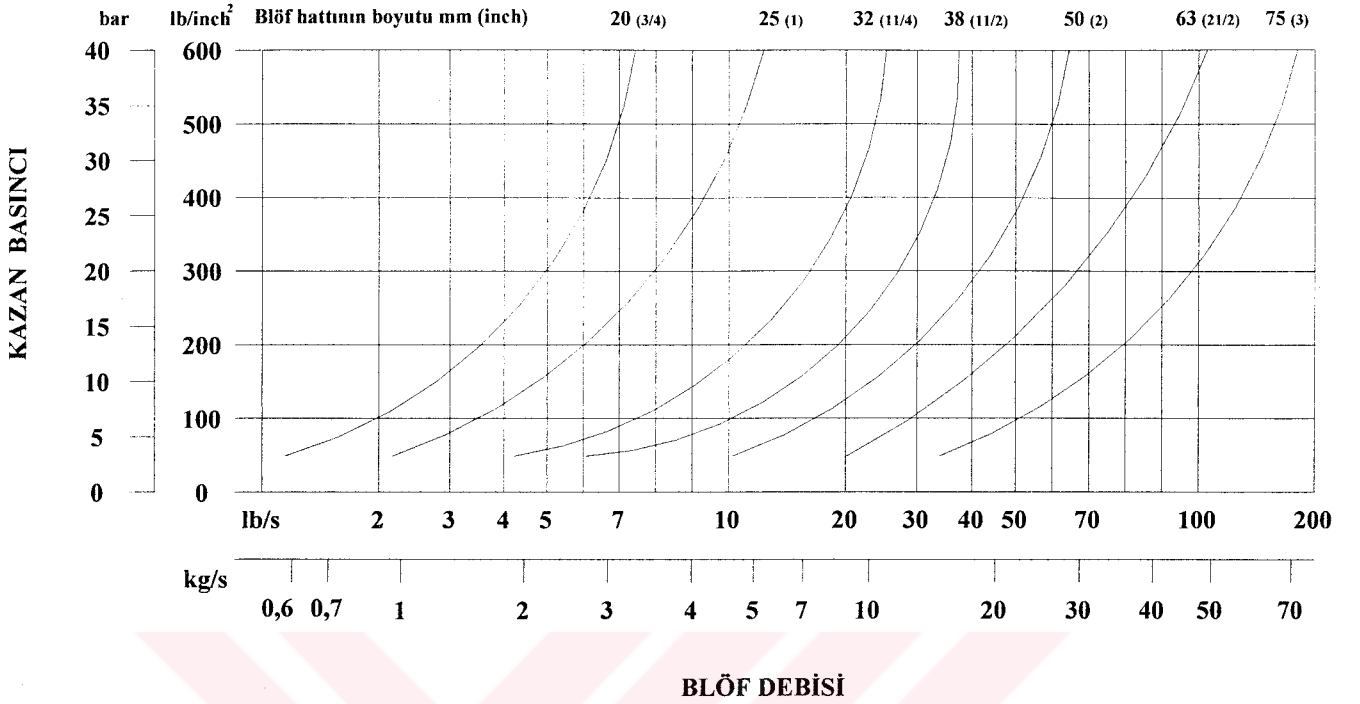
Blöf işlemi kesikli olabilir ve kazan dibinden herhangi bir tür çamur kaldırılabilir. Bu işlem genellikle basınçlı hava kullanılarak, kısa aralıklarla her tabakada bir defa olmak üzere yerine getirilebilir. Blöf miktarı basitçe her darbe süresince veya su seviye göstergesindeki azalmadan tahmin edilebilir. Bu klasik metot silindirik kazanlarda kullanılır.

Blöf normal su seviyesi civarında bir kaynaktan boşaltılması gibi devamlı uygulanabilir. Kaynama olduğu yerde yani suyun üst yüzeyindeki çok yüksek katı konsantrasyon olduğundan, yüzey blöf işlemi katı konsantrasyonu azaltmada etkili bir yoldur. Bu işlem, bir boşaltma vanasının açılmasıyla devamlı akışta periyodik TDS ölçülerine göre ayarlanmıştır. Bu işlem "step-continuos" denilen; bir zaman sinyaline göre vananın periyodik olarak veya kazan suyunun elektrik iletkenliği gibi bazı özelliklerinden elde edilmiş sinyalden açılır veya kapanır. Bu sinyal sistemi ile çalışan otomatik TDS kontrol sistemler ticari olarak elde edilebilir. Modern uygulamalarda kesikli veya sürekli blöf metotları kullanılır. İlk amaç

Çizelge 5.9. Fazla yakıt kullanımında kazandan çekilen blöf oranının etkisi



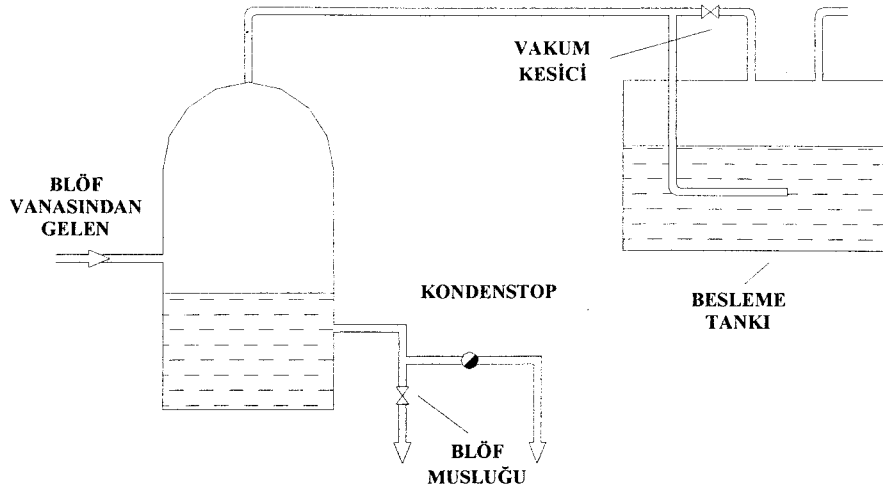
Çizelge 5.10. Blöf debisi, kazan basıncı ve blöf vana boyutları arasındaki ilişkinin diyagramı



çamuru alınmış çözeltinin içindeki asılı partiküllerin kaldırılması, sonraki amaç TDS kontrolüdür. Belirli periyotlarda yapılan blöf işlemi, hafif yüklerdeki periyotlarla da yerine getirilmesi önemlidir. Başka bir deyişle çamur miktarının artması ısı transferini engeller. Kazanın kullanım dışına çıkmasına, belki de daha kötü sonuçlar oluşmasına neden olacaktır. İstenilen buhar kalitesi ve kazan sağlığı için başlıca iki şeye dikkat etmek gerekir.

- 1) Birinci ve en önemli blöf miktarının gerekli olan minimum miktarı aşmamasıdır. Fazla bir miktar atık enerjidir. Tam kontrol çok önemlidir.
- 2) Blöf kontrolü başarılı olduğunda, blöf işleminden kaybolan ısının geri kazanılmasının ekonomik olup olmadığı denenerek görülmelidir. Ortalama olarak %50'si geri alınabilir.

Blöf işleminden oluşan ısı kaybından dolayı kazan verimi düşer. Optimum işlem ihtiyacı için blöf işlemi en azda tutulmalıdır. Blöf işlemi ihtiyaca göre çeşitlilik gösterir. Bu işlemler, birikmiş çamuru kazan dibinden kaldırmak işlemi, 10-15 saniye gibi kısa süreli aralıklarla kaldırılması (alttan blöf) veya katı konsantrasyonunun yüksek olduğu yerlerde kazan suyu yüzeyine yakın yerden sürekli veya devamlı olabilmektedir (yüzey blöf). Ayrıca üstten blöf işleminde tam bir işlem gerçekleştirmek için, belirli zamanlarda kazan dibinden çamurun kaldırılması gereklidir. Çizelge 5.10'da blöf debisi, kazan basıncı ve blöf vana boyutları arasındaki ilişki gösterilmektedir.

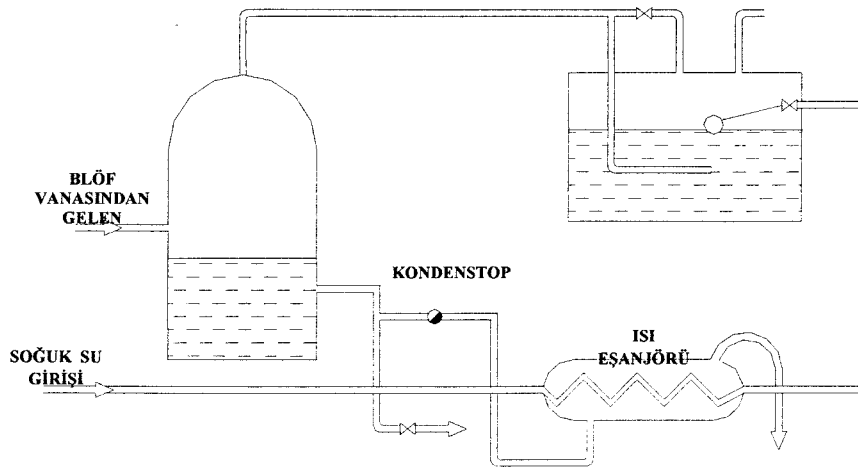


Şekil 5.60. Blöften taze buhar elde edilmesi

6.5.2. Blöf İşleminde Isı Geri Kazanımı

Blöf işlemi ile sistemden çekilen suyun miktarı kadar besleme tankına veya kazana vermek gereklidir. Blöf sıcak, besleme ise soğuk olduğundan atık ısının geri kazanımı düşünülmelidir. Sürekli bir blöf sisteminde atık ısının geri kazanımı, genellikle ihtiyacın ve sağlananın sürekli bir şekilde karşılaştırılmasının açık bir sonucu olarak kesikli bir sistemden daha çok uygulanabilir.

Birden fazla kazanın bulunduğu yerde kesikli blöf işlemi yapılır. Bu işlemde atık ısının kullanılabilirliğini eşit olarak yaymak için blöf periyotlarını ayrı zamanlarda düzenlemek bir avantajdır. Çok basit ve yaygın olarak ısının geri kazanım uygulamalarından biri, blöf vanasında düşen basınçtan dolayı yeniden evaporasyon işlemiyle oluşan taze buhar kazanımıdır.

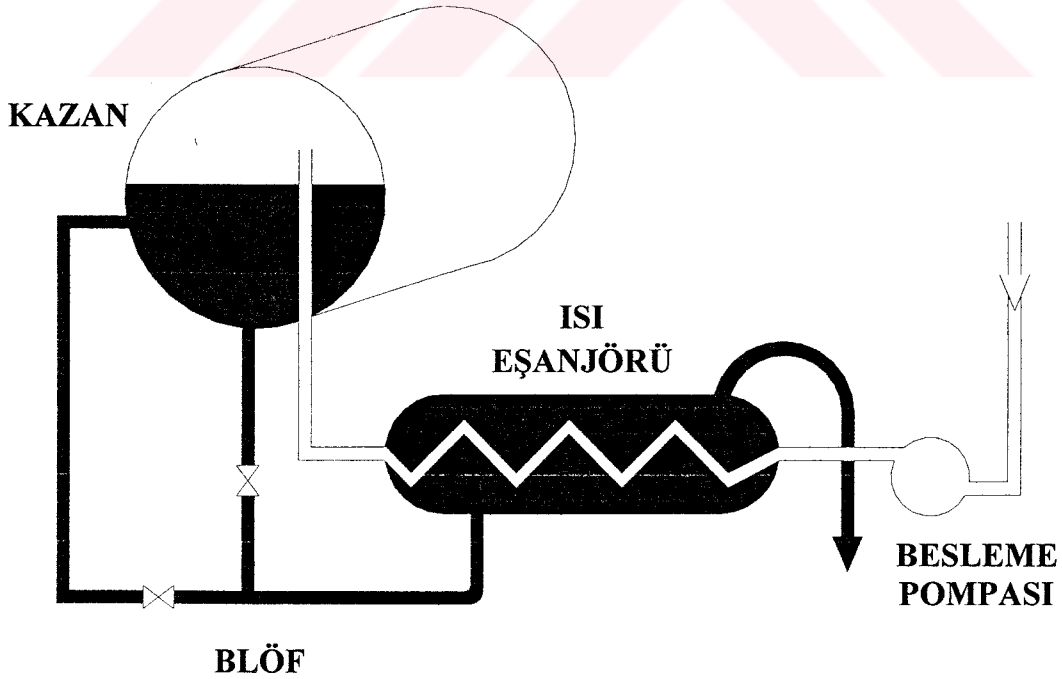


Şekil 5.61. Isı değiştiricisi ve blöfte taze buhar elde edilerek ısı geri kazanımı

Blöf ve taze buharın yer aldığı taze buhar tankında iki ayırıcı bulunur. Taze buhar, besleme tankı içine bir serpme borudan boşalır (Şekil 5.60). Taze buhar basıncı, birbirine bağlı boru dirençleri ve boşalma noktasındaki geri dönme basıncı tarafından kontrol edilir. Fakat bu basınç genellikle yaklaşık 0.3-0.2 bardır.

Blöf için gerek sonuç, yüksek miktarda asılı partikülleri ve çamuru kazan suyundan arındırmaktır. Taze buhar tankı içine giren suyun yaklaşık %50'sinin buharlaşmasıyla, kazan içindeki çözelti konsantrasyonunun çok artması sonucu türbülans koşulları oluşur. Bu da taze buhar kazanı içinde köpürmeye sebep olur. Bunun sonucunda, besleme suyunda ard arda yeniden kirlenme ve fazla katı çözünmesi meydana gelir. Bu yüzden bu özel sistemlerin bir dezavantajı da temiz besleme suyu ile kirlenmiş blöf suyu arasında bir bölmenin olmamasıdır. Çünkü taze buhar kazanı içine ikisi birlikte doğrudan bağlanmıştır.

Geri kazanım sistemlerinin yerleşme düzeni ve dizaynı çok dikkatli yapılmalıdır. Kazan genellikle düşük debi için büyük boyutta olmalı ve kalıntı blöf boşaltılmalıdır. Bu işlem için bir şamandıralı tip boşaltma kondensstopu tercih edilebilir. Bu önlemden biridir. Tutucu içinde uygun bir filtre öncekiler kadar iyi olmayabilir. Çünkü akışta herhangi bir kısma taze buhar kazanındaki su seviyesinin plansız bir şekilde artmasına sebep olacaktır. Atık ısı, sıcak blöf suyunun ısını eşanjör sayesinde alarak kazanılabilir (Şekil 5.61). Blöf için kondensstop ile taze buhar kazanı arasına bir vana kullanılmalıdır.



Şekil 5.62. Besleme suyu kirlenmesinden kaçınılmış kazan blöf işleminden ısı geri kazanımı

Taze buhar metoduyla ısı geri kazanım yönteminde, besleme suyundaki kirlenme gibi meydana gelebilecek herhangi bir tehlikeden Şekil 5.62'de görüldüğü gibi bir sistem düşünülerek kaçınılabılır. Burada kirlenmiş ve temiz su ısı değiştiricisinin ayrı tarafındadır. Çoğunlukla, kazan besleme hattında bu ısı değiştiricisinin yeri şekildeki gibi düşünülür.

Bu şekilde yapmanın üç avantajı vardır. Bunlar;

- 1) Su basınç altındadır, kaynama noktasını yükseltir ve boru hattındaki kaynama tehlikelerini kaldırır.
- 2) Isı değiştiricisinin temiz su tarafı yüksek basınç altındadır. Herhangi bir sızıntı karşılıklı olarak kirli sudan temiz suya geçmeyecektir.
- 3) Isı değiştiricisinde yer alan pompanın boşaltma kenarında suyun fazla ısınması sebebiyle pompanın bozulmasına yol açan kaviteasyondan kaçınılır.

Isı değiştiricisinin zorlanmış basıncı karşılayacak şekilde düzenlenmesine dikkat edilmelidir.

6.5.3.Blöf Kontrolü

Kazan suyundaki klorür ve iletkenliğinin düzenli kontrolü blöf tablolarından yapılabilir. Blöf kontrolü için aşağıda değişik metotlar verilmiştir. Bununla beraber diğer denenmiş metotlarla ve TDS'nin kontrolü yapılarak da kontrol işlemi yapılabilir.

1.Elle blöf işlemi

Çamurun kaldırılması ve TDS seviyesinin kontrolü için, blöf işlemi tam değişimli kısa serilerle düzenli aralıklarda yapılır.Blöf miktarı su seviye göstergesindeki seviye azalmasından gözlemlenebilir. Blöf miktarı Çizelge 5.10. 'da verilmiş olan blöf debisi ve vanasının boyutlarından saptanabilir.Pratikte bu metotta buhar üretim miktarının büyük olduğu yerlerde ve zayıf TDS kontrolünün sağlanması nedeniyle problemlerde artış meydana gelir.

Basit olarak elle kontrol edilen sistemlerde blöf vanası gerekli blöf miktarını verebilecek şekilde ayarlanmalıdır.Amaç tavsiye edilmiş maksimum sınırın hemen altında (genellikle ppm) kazan suyundaki toplam çözünmüş katı miktarı aynı seviyelerini korumalıdır. Blöfü ayarlama işlemi istenilen koşullar gerçekleşinceye kadar su analizi örnekleri yapılmalıdır. Aşağıda özellikleri tamamen bilinmeyen bir kazandan çekilen blöf miktarının belirlenmesi amacıyla basit bir yöntem verilmiştir.

1) Kazana giren besleme suyunun TDS seviyesi bilinirse, blöfün gerekli yüzdelik oranı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\% \text{BLÖF} = \text{Sf} / (\text{Sb} - \text{Sf}) \times 100$$

Sb : kazanda istenen TDS seviyesi (ppm)

Sf : besleme suyu TDS seviyesi (ppm)

2) Kurulmuş tesisler için uygulanan blöf işlemi, düzenli aralıklarla su seviyesi göstergesinden 1 mm'deki blöf miktarı belirlenerek yapılabilir. Böylece bir eşdeğer devamlı blöf debisi hesaplanabilir. Bu sonuç ortalama buhar üretim debisiyle ilgili olacaktır.

Diğer bir yöntem, belirli aralıklarda verilen bir zaman içinde kazan altındaki blöf vanasının açılmasını içerebilir. Standart tam delik vanalar için akış debisi, kazan basıncı, blöf hattının delik çapı ve uzunluğa bağlı olarak kontrol edilir. Basınç düşüşünün hesabı için vana açık olduğunda tasarlanmış akış debisi kullanılabilir. Elde edilen sonuçlardan eşdeğer sürekli bir blöf debisi hesaplanabilir. Eşdeğer sürekli bir blöf debisi ortalama buhar üretim debisi ile ilgili olacaktır. Kazan suyundaki çözünmüş kazi miktarını kontrol etmek için, düzenli aralıklarda örnekler almak gereklidir. Bu örneklerin blöf hattından veya kazandan doğrudan çekilmemiş ve soğutulmuş özellikleriyle olması çok önemlidir. Bir örnek soğutucu esastır.

40 kg/h'den fazla blöf ortalamasının gerektiği yerlerde, kazandan sürekli blöf çekme işleminde ideal işlem TDS kontrolüdür. Sürekli bir biçimde blöf hızının belirlenmesi ve kontrolü, buhar üretim koşulları ve sabit su akışı sağlamakla yapılabilir. Koşulların sağlanması ile bu yapılabilir, veya;

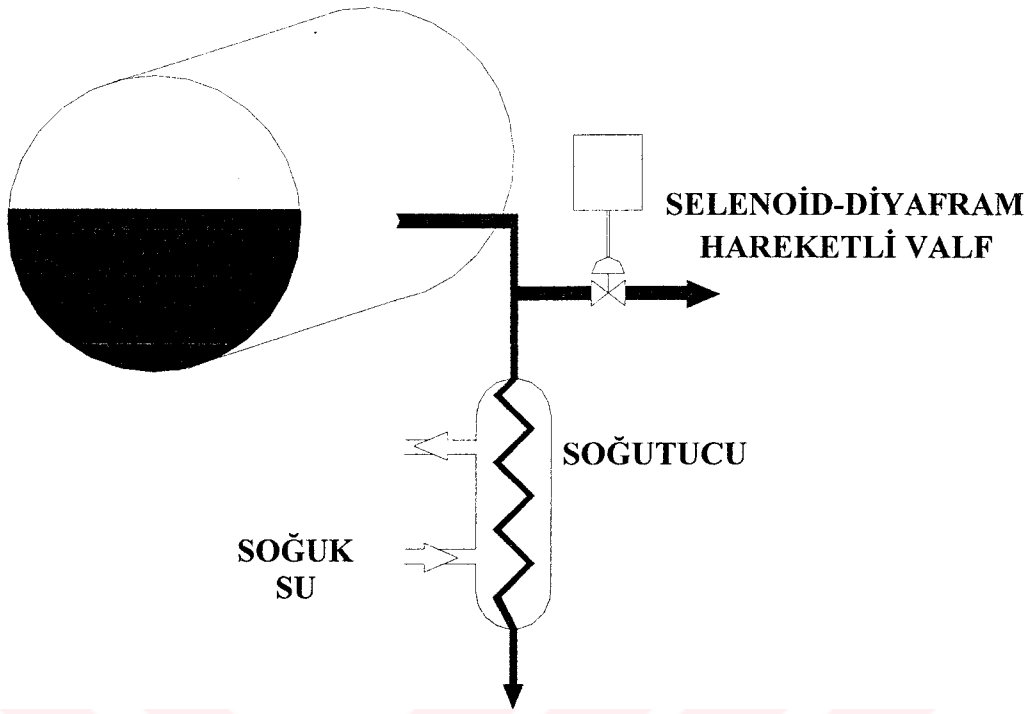
- a) Sürekli blöf debisi, yaklaşık bir normda TDS seviyesi değişiminin ortalamasıyla kabul edilebilir; veya,
- b) Blöf debisi temel bir TDS seviyesinde sürdürülür ve tepe değeri kesikli olarak kontrol edilir.

Güvenilir ve bakımı kolay devamlı blöf işlemi, iyi kalitede vanalar kullanılarak başarılabilir. Büyük basınç azalması ve asılı partiküller olduğunda hassas kontrol için kazanın şunları vermesine ihtiyaç vardır.

- 1) Verilen debi için kesin, kolay ve doğru bir kontrolün kurulması
- 2) Yapılması güç görevleri yerine getirmesi,
- 3) Tortunun, kireçlerin temizlenmesi için vananın temizleme pozisyonuna kolayca hareket etmesi ve kontrol pozisyonlarına göre ayar edilmesi gereklidir.

2. Sürekli kontrollü blöf

Burada blöf vanası belirlenmiş miktarları sürekli olarak ayarlanır. Çamurun etkili olarak kaldırılması için, sürekli blöf işlemine ek olarak düzenli aralıklarda kesikli blöf tavsiye edilir. Sürekli blöfün sakıncası; vananın günlük işlememesi, tam boşaltma deliğinin açılmaması ve eski yerine getirilememesi sonucu vananın ayarlı açıklığının sapmasıdır.



Şekil 5.63. Zaman kontrollü kesikli blöf

Bu yöntem sürekli yüklerde ve çok geniş kazanlar için yapılabilir. Fakat buhar yük değişimlerinin bulunduğu ortamda genelde başarısızdır.

Zaman kontrollü kesikli blöf

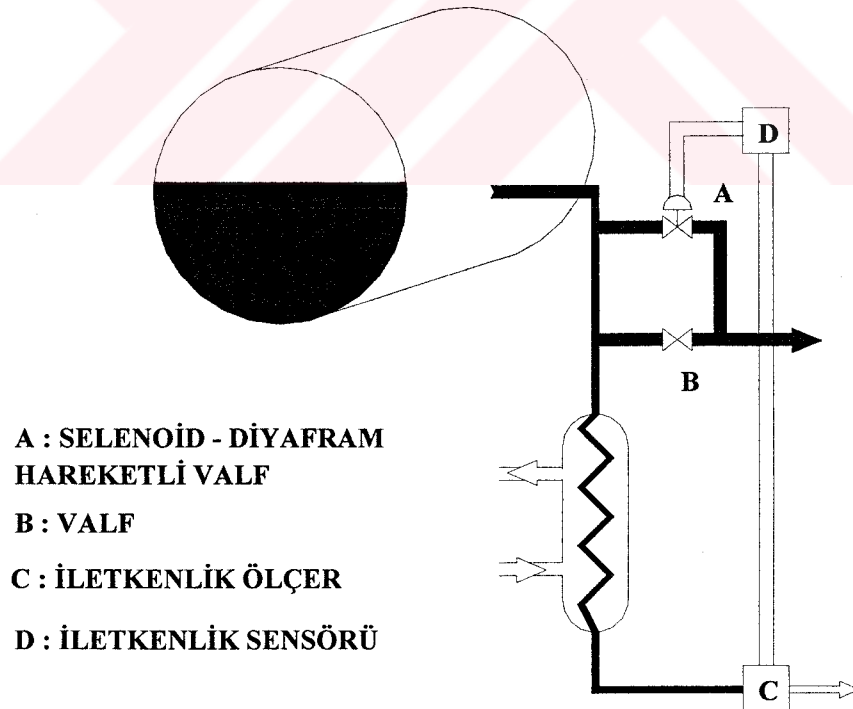
Sabit aralıklarda bir selenoid veya diyaframla sisteme bağlanmış bir zaman düzenleyicisi belirli süreler için blöf vanasını kumanda eder. Buhar yük ve kondensi geri kazanımında değişimlerin düşünülebildiği durumlarda zaman ayarlayıcısı zaman sürelerini değişimlere göre ayarlayamadığında TDS seviyelerini kontrol limitleri içinde tutamaz. (Şekil 5.63)

TDS seviyesinin aşmasıyla oluşan otomatik kesikli blöf sistemi minimum blöfde TDS'nin doğru kontrolünü sağlar. Soğumuş kazan suyunun iletkenliğinin kontrolü bu usülde kurulmuş iletken ölçer tarafından sürekli olarak kontrol edilir. Blöf kurulmuş alt limite yaklaştığında modelin iletkenlik hareketi otomatik olarak durur (Şekil 5.64). (Ermiş, İslamoğlu, Yılmaz, 1997)

Çizelge 5.11. Değişik su şartları için blöf ihtiyacı

A) Kazanda 200 ppm asılı partikül içeren değişik sertlikteki besleme suyuna göre % Blöf İhtiyacı				
CaCO ₃ olarak besleme suyunda toplam sertlik (ppm)	10	20	40	60
Kazanda izin verilen konsantrasyon sayısı n = 200 / Besleme Suyu Sertliği	20	10	5	3,3
% Blöf İhtiyacı $100 / (n - 1)$	5,3	11,1	25	43,3

B) Kazanda 3000 ppm çözünmüş katı içeren değişik sertlikteki besleme suyuna göre % Blöf İhtiyacı							
Besleme suyunda çözünmüş katı miktarı (ppm) DS	20	40	80	120	150	200	250
Besleme suyunun kimyasal koşullarla birlikte çözünmüş katı miktarı (ppm)	50	70	110	150	180	230	280
Kazanda izin verilebilir konsantrasyon sayısı	60	43	27	20	16,7	13	10,7
% Blöf İhtiyacı $100 / (n - 1)$	1,7	2,4	3,8	5,3	6,4	8,3	10,3



Şekil 5.64. Otomatik kesikli blöf

6.GAZ – GAZ ISI GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ

Endüstriyel tesislerde gazlardan ısı transfer etmek amacıyla birçok farklı ekipman kullanılmaktadır. Temel olarak hepsi birer ısı değiştirgeci olan bu ekipmanlar, sıcaklıkları açısından birbirleriyle kıyaslandıklarında, sıcak olan gaz akışkandan soğuk olan gaz akışkana ısının transfer edilmesini sağlama amacındadırlar.

Özellikle günümüzde enerji maliyetlerinin artması ile birlikte, gaz – gaz ısı geri kazanım sistemleri, diğer bir deyişle havadan havaya ısı geri kazanım sistemlerinin de önemi artmıştır. Özellikle egzost edilen havadan ısının geri kazanılması ile büyük enerji tasarrufları elde edilmektedir. (Yılmaz, 1997)

Konunun önemini belirten bir örnek vermek gerekirse;

Ankara’da 500 kişilik bir toplantı salonunda kişi başına ASHRAE standartlarına göre 10 lt/sn. (36 m³/h) taze hava verilmesi gerektiğini düşünecek olursak;

Saatte egzost edilecek ve verilecek taze hava miktarı = 36 x 500 = 18.000 m³/h

Ankara’da dış ortamın sıcaklığı = -12⁰C

Toplantı salonunun ısıtılacağı sıcaklık = 20⁰C

Taze hava miktarı = Egzost edilen hava miktarı → ...

Saatte dışarı atılan enerji = Saatte üretilen enerji

$Q = m \times c \times \Delta t$

$Q = 18.000 \text{ m}^3/\text{h} \times 0,24 \text{ kcal}/\text{kg}^0\text{C} \times [20 - (-12)] = 165.888 \text{ kcal}/\text{h}$

Bu enerjinin döner tip bir eşanjör (ısı tekeri) kullanarak %80’ini geri kazanmak mümkündür.

$Q_{\text{kazanç}} = 165.888 \times 0,80 = 132.710 \text{ kcal}/\text{h}$ (İmaret, 1997)

Bu sayı da yıllık bir hesaplama yapıldığında az görülecek bir değer değildir. Bu bölümde havadan havaya ısı geri kazanım sistemlerinden; termosifon tip ısı değiştirgeçleri, ikiz kule tipi ısı değiştirgeçleri, ısı boruları, flaş buhar sistemleri ve döner tip ısı değiştirgeçleri (ısı tekeri) anlatılacaktır.

6.1. Termosifon Tip Isı Değişiricileri

6.1.1. 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.

- i. Sızdırmaz boru devresi
- ii. Serpantin devresi

Birinci tipte buharlaştırıcı ve yoğuşturucu genellikle düz, aynı termosifon borularının iki karşı ucundadır ve egzost ile taze hava kanalları birbirine yakındır. İkinci tipte buharlaştırıcı ve yoğuşturucu serpantinleri ayrı ayrı kanallara yerleştirilmiş ve çalışma akışkanı boruları ile bağlantılıdır. (Güngör, 1993)

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 biçimine benzer olmakla beraber 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.

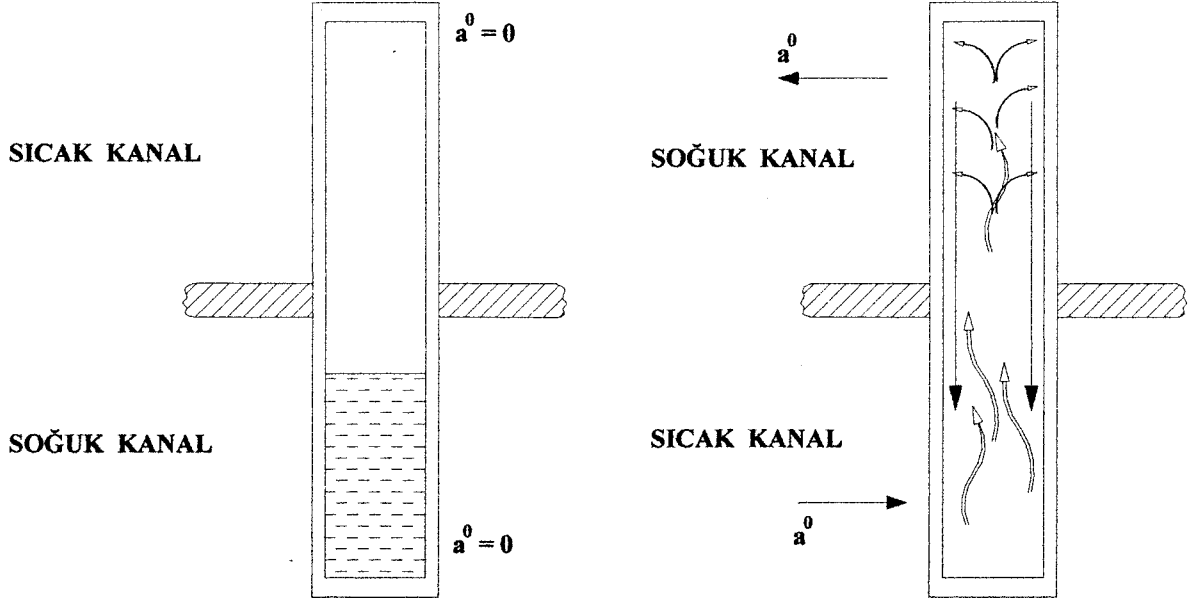
Termosifon devreleri diğer serpantinli enerji geri kazanımlı sistemlerden pompa gerektirmemesi, dış güç gereksinimi olmaması ve serpantinlerin buharlaştırma ve yoğuşmaya uygun olmasıyla ayrılır.

6.1.2. 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-basin farklılığı ılık bölgeden soğuk bölgeye buhar akışımını 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 6.1.)



Şekil 6.1. Tek yönlü ısı transfer eden sızdırmaz boru tipi termosifon

6.1.3. 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 6.1. ve Şekil 6.2. de termosifon sistemi her iki tarafa, iki yönlü ısı transfer edilebilir.

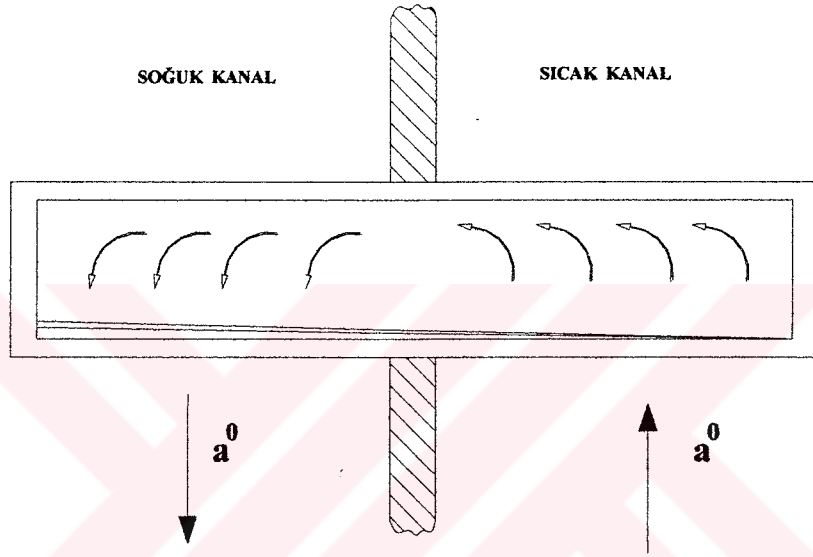
Eğer yerleşim, sıvının yerçekimi ile geri dönebileceği düzeyde ise, ısı transferi tek yönlü olarak sıvının birikmediği tarafa doğru gerçekleşir, diğer yöne ısı transferi olmaz, termaldiyot etkisi söz konusudur. (Şekil 6.1., Şekil 6.3.)

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.

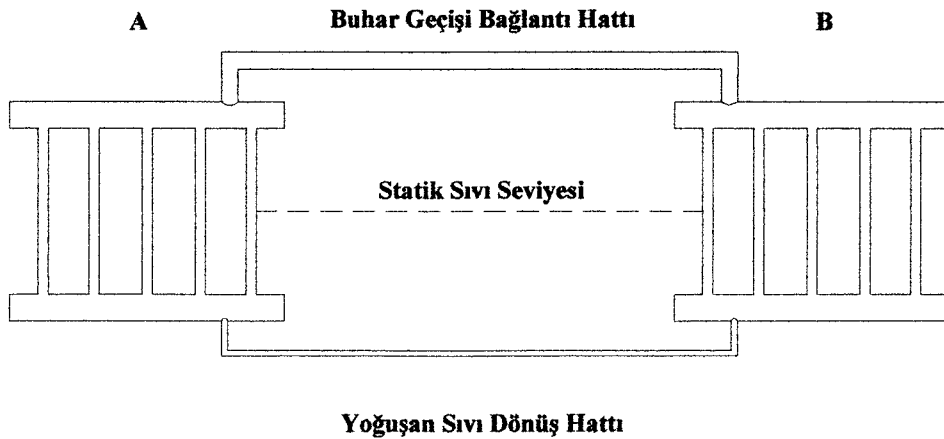
Termosifon sistemleri 0°C ve çekirdekli kaynamaya başlama sıcaklığı arasında değişen sıcaklık farklılıklarında çalıştığı zaman histerisiz davranışı gösterebilir ve başlangıç buharlaşması için yüksek sıcaklık farklılıkları gerekebilir. Histerisiz etkilerini en aza indirmek için çalışma sıcaklıklarında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

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



Şekil 6.2. İki yönlü ısı transfer eden sızdırmaz boru tipi termosifon



Şekil 6.3. İki yönlü ısı transfer eden serpantinli termosifon devresi (ısı A'dan B'ye ve B'den A'ya iki yönlü transfer edilebilir.)

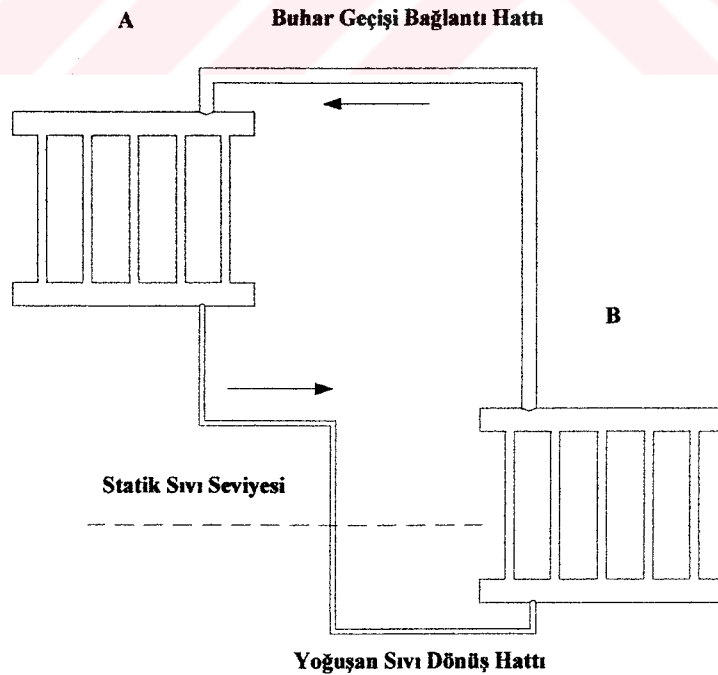
6.1.5. Serpantin Devreli Termosifon

Serpantin devreli termosifon taze ve egzost kanallarının komşu olmadığı durumlarda kullanılır. Şekil 6.3. ve Şekil 6.4. de gösterildiği gibi termosifon iki serpantinden oluşmuştur ve bu serpantinler buhar ve yoğuşan sıvı hatlarıyla bağlantılıdır.

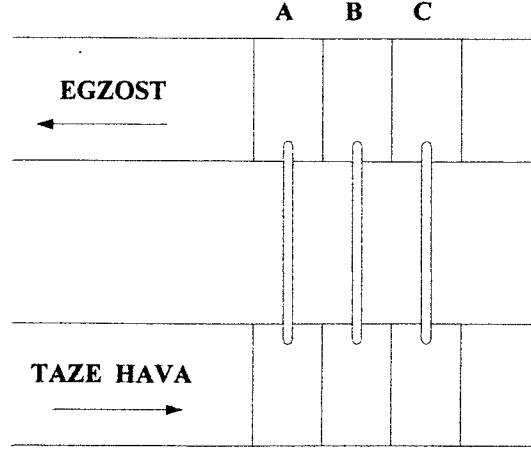
Devre doymuş durumda çalışma akışkanı ile doludur ve bu durumda bir kısmı sıvı ve bir kısmı da buharla doludur. Sızdırmaz devredeki basınç, sıvı-buhar arasındaki akışkan sıcaklığına ve kullanılan çalışma akışkanına bağlıdır. Devrenin maksimum basıncı ünitenin maksimum çalışma sıcaklığındaki doyma basıncıdır. Benzer şekilde en düşük basınç da, en düşük çalışma sıcaklığındaki doyma noktasıdır. Her çalışma akışkanı ayrı optimum çalışma bölgelerine sahiptir , bu nedenle uygulamada çalışma bölgesine uygun çalışma akışkanı seçilmelidir.

Yoğuşma ve buharlaşma boru çapları; uzunluktan, serpantinlerin yerleştirilmesinden 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.

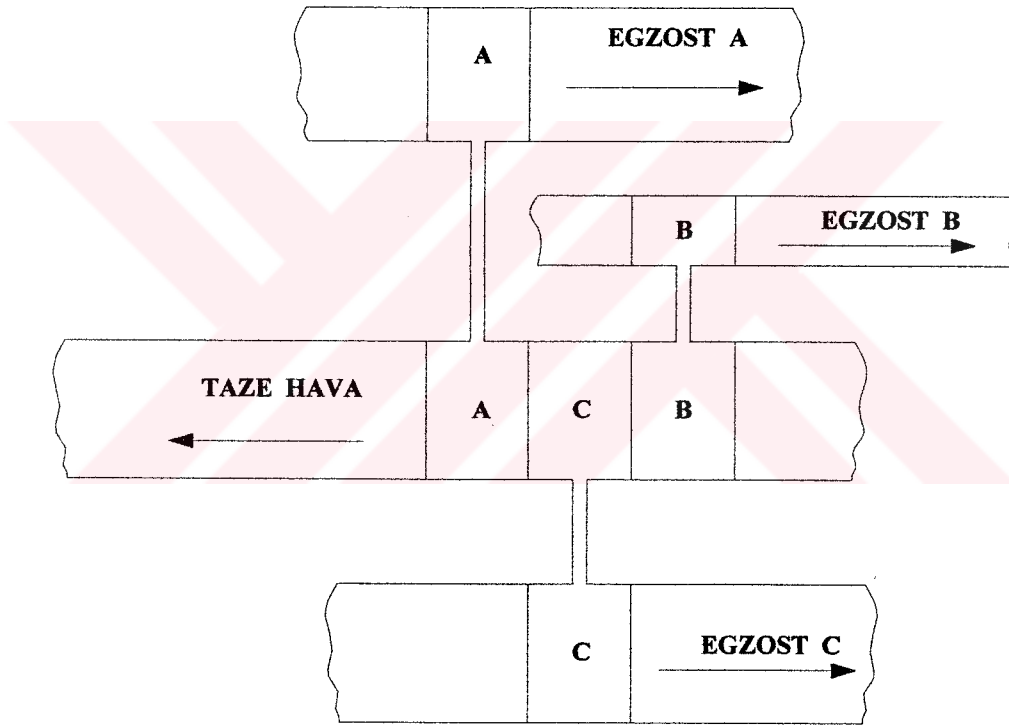
Tek yönlü serpantin devreli termosifon, aynı koşullarda çalışan iki yönlü serpantin devreli termosifondan daha verimlidir. Bir çok serpantin devreli termosifon seri olarak taze ve egzost kanallarına yerleştirilir.(Şekil 6.5.).Böylelikle tek bir devrenin sahip olduğu verimlilikten daha yüksek verimlilik değerlerine ulaşabilir.



Şekil 6.4. İki yönlü ısı transfer eden serpantinli termosifon devresi
(ısı B'den A'ya tek yönlü transfer edilebilir.)



Şekil 6.5.Çoklu serpantin devreli termosifonun seri bağlı olarak kullanılması



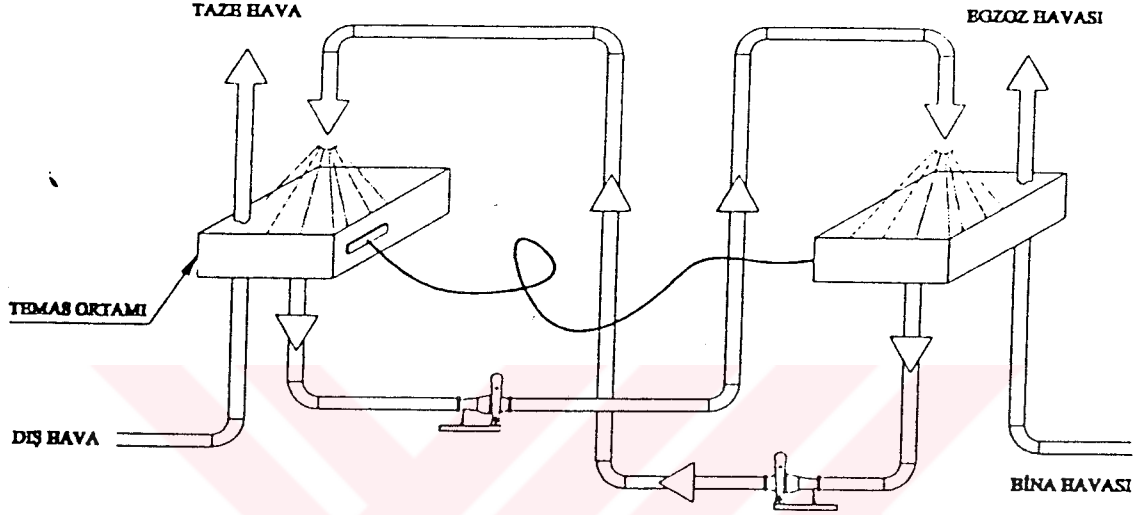
Şekil 6.6. Çok sayıda egzost kanalı ve taze hava kanalı bağlantılı serpantin devreli termosifon sistemi uygulaması

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 avantajları da vardır. Termosifon serpantin devrelerini çok sayıda taze hava egzost kanallarına uygulamak olasıdır, böyle bir uygulama Şekil 6.6 da verilmektedir.Şekil 6.6. da üç ayrı egzost kanalından ısıtılan taze hava kanalında serpantin devreli termosifon ısı geri kazanım sistemi görülmektedir.

6.2. İkiz Kule Tipi Isı Geri Kazanım Devreleri

6.2.1. 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



Şekil 6.7. İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresi

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. (Güngör, 1993)

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 temas verimi önemli derecelerde 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 koruyucu kaplamalı çelikten yapılır.

6.2.2.Tasarımda Dikkat Edilecek Hususlar

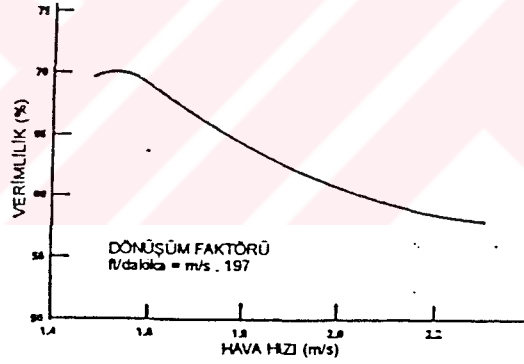
6.2.2.1.Çalışma Sıcaklığı Limitleri

İkiz kule tipi entalpi geri kazanım sistemleri esasen konfor şartlandırılması 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.

6.2.2.2.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 herhengibir kirleticilik ve sızıntı olmaksızın çalışabilir.



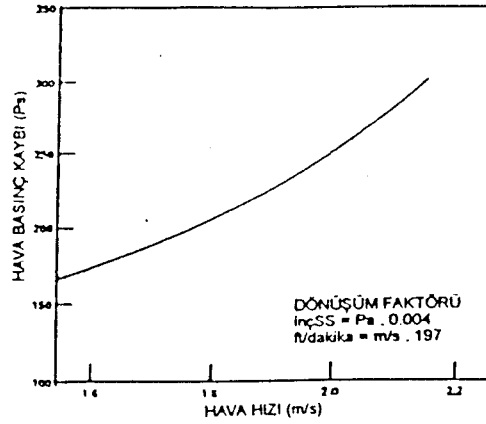
Şekil 6.8. İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde toplam enerji geri kazanım verimliliği

6.2.2.3. Entalpi Geri Kazanım Verimliliği

Şekil 6.8. de ikiz kule sistemi için tipik bir entalpi geri kazanım verimliliği gösterilmektedir. Verimlilik temas kulesi yüzeyindeki hava hızının fonksiyonu olarak gösterilmiştir.

6.2.2.4. Hava Akımı ve Basınç Düşüşü

Şekil 6.9 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 kPa ile 300 Pa arasında değişir.



Şekil 6.9. İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde hava tarafı basınç düşümü

6.2.2.5. 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 temizleyicidir. Mikro organizma testlerinde bu durum saptanmıştır. Kullanılan temas kulelerinde belirlenen sonuçlara göre de taze veya egzost havası içinde bulunan bakterilerin % 94'ünün efektif olarak giderildiği gözlenmiştir.

6.2.2.6. Bina veya Proses Atık Madde Kirleticilerinin Etkisi

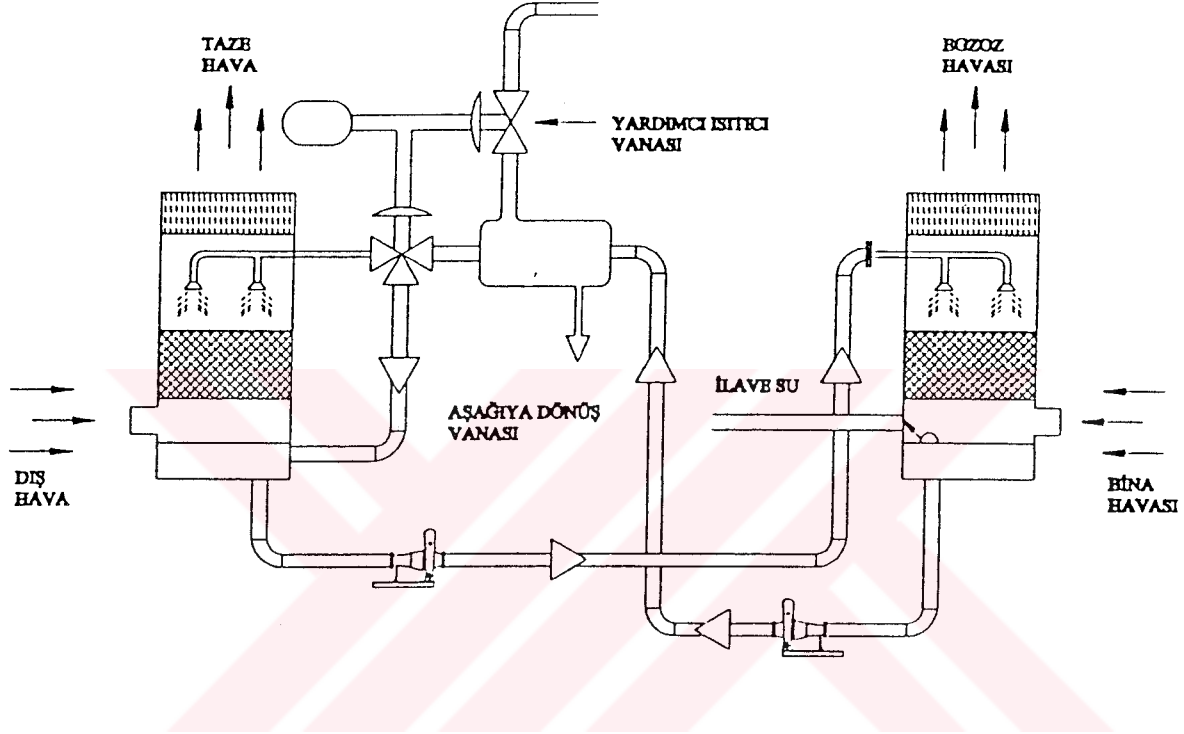
Eğer binada veya proses egzostunda iplik, tiflik, hayvan kılı veya diğer katılar gibi büyük miktarda kirleticiler mevcutsa egzost hava akımı, temas kulesi öncesi filtre donanımından geçirilmelidir. Eğer binada veya proses egzostunda kimyasal gazlar ve hidrokarbonlar gibi gaz kirleticiler mevcutsa karşı kirleticilik olasılığı ve sorbent çözeltisi üzerine etkileri dikkate alınmalı ve incelenmelidir.

6.2.2.7. Kış İşletmesi

Soğuk iklimlerde nemlilik kontrol uygulamalarında ikiz kule sistemi kullanıldığında doyma etkilerine neden olabilir ve ikiz kule sisteminde sorbent çözeltisi aşırı sulanabilir. Sorbent çözeltisinin taze hava temas kulesi öncesi bir yardımcı ısıtıcı ile ısıtılması gerekir. Böylece sulanmaya engel olunabilir. (Şekil 6.10)

Bu ısıtma taze hava temas kulesini terkeden havanın çıkış sıcaklıkve 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.



Şekil 6.10. İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde kış çalışması ve kontrolü

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

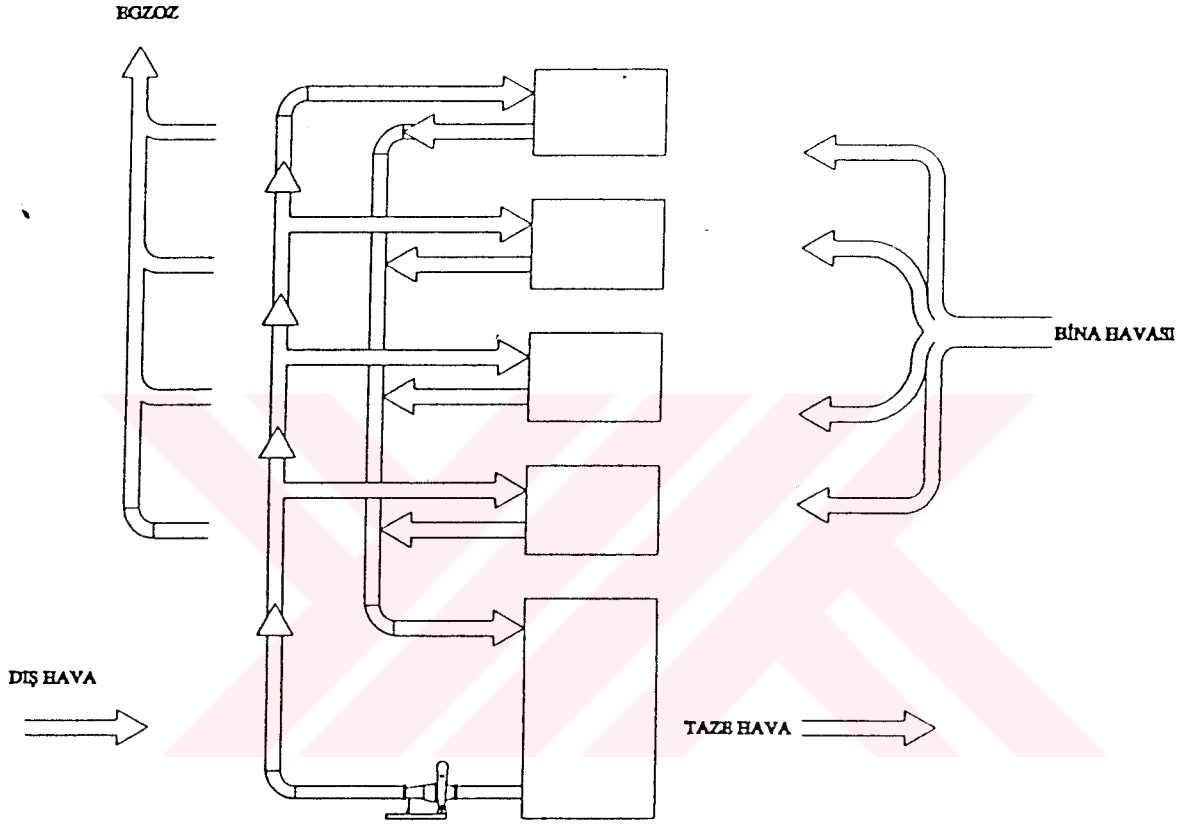
6.2.2.8. Çok Sayıda Kulenin Kullanılması

Herhangi sayıda taze hava kulesi, herhangi sayıda egzost kulesi ile birlikte kullanılabilir. Eğer taze ve egzost havası kulelerinde yeterli yükseklik farkı varsa yerçekimi sorbent çözeltisinin üst kule veya kulelerden geri dönüşünde kullanılabilir. (Şekil 6.11)

6.2.3. Bakım

İkiz kule tipi ısı geri kazanım sistemleri yalnızca düzenli periyotlarla bakım gerektirirler. Komple bakım işlemleri, yedek parça listeleri her uygulama ile ilgili talimatna-melerinde 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.



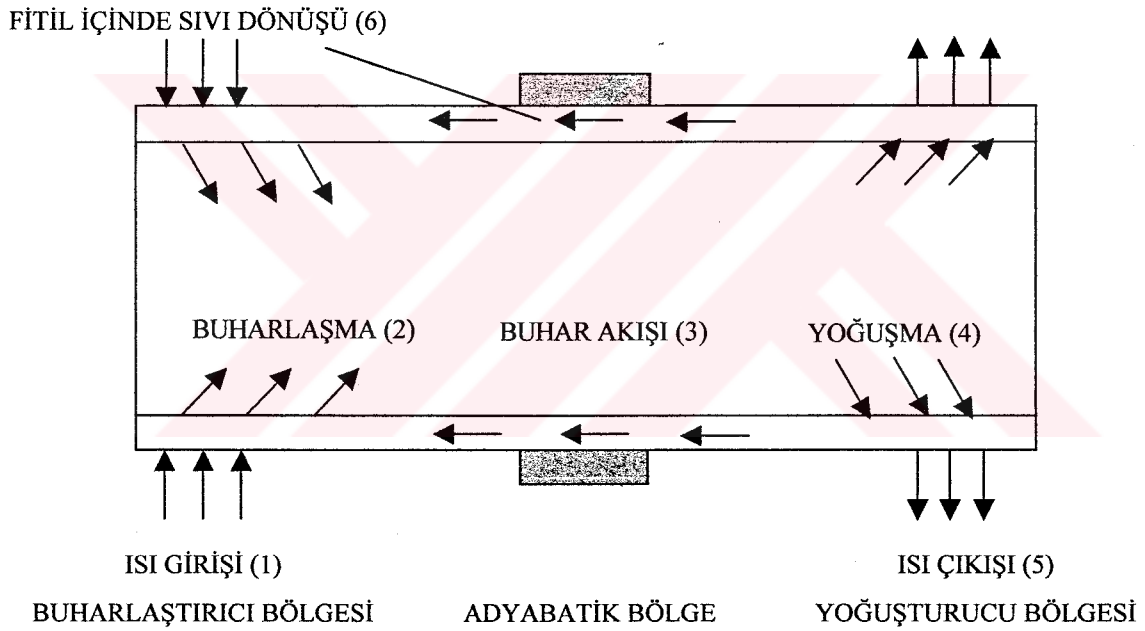
Şekil 6.11. İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde çok sayıda kulenin kullanımı

6.3. Isı Borulu Enerji Geri Kazanım Sistemleri

6.3.1. Genel Bilgi

Isı borusu, vakum prosesi uygulanmış kapalı bir hacim olup, genellikle iç yüzeylerine fitil kaplanmış boru şeklinde ve tüm fitil yüzeyleri ve kapilar kanalları çalışma akışkanı ile doldurulmuş yapıdadır. Tek bir ısı borusunun çalışma prensibini açıklamak için çizilen bir şematik yapı Şekil 6.12’de gösterilmiştir. Şekilde de görüleceği üzere ısı borusu genelde üç kısımdan oluşmuştur.

- Evaporatör (buharlaştırıcı) bölgesi,
- Adyabatik (ısı kayıpsız ara) bölge,
- Kondenser (adyabatik) bölgesi,



Şekil 6.12. Isı borusunun çalışma prensibi, bölgeleri ve bileşenleri

Bir ısı borusunun buharlaştırıcı bölgesine ısı verildiğinde (1), çalışma akışkanının bir kısmı buharlaşır (2) ve hemen sonra hacmin içindeki kesiti dolduran bu buhar akışı (3) yoğuşturucu bölgesinde ısı çıkışı (5) sonucunda yüzeylerde yoğuşma (4) oluşur ve bu yoğuşan sıvı fitil içinde kapilar ve varsa yerçekimi etkileriyle buhar bölgesine geri döner (6) ve çevrim ısı alışverişi boyunca sürekli dir. Böylece bu çevrimsel işlemde “Buharlaşma Isısı” dediğimiz ısı kaynağından çekilerek, yoğuşturucu bölgesindeki soğuk kaynağa aktarılmış olmaktadır. (Güngör, 1995)

İlk patenti 1944 yıllarında alınan, uzun süre bilinmeyen bu uygulama, uzay araştırmaları ve nükleer endüstrinin yayılımı ile geniş bir uygulama alanı kazanmıştır. Daha sonra yayılan uygulamalarla örneğin, elektronik devrelerin soğutulmasında, fırınlarda, döküm kalıplarının soğutulmasında, pişiricilerde, plastik ekstrüzyon kalıplarında enjeksiyon kalıp cihazlarının soğutulmasında, güneş enerjisi toplayıcılarında ve ısı değiştircili ısı geri kazanım ünitelerinde kullanılmıştır.

6.3.2. Isı Boruları Yapımında Kullanılan Malzemeler

6.3.2.1. Isı Borusu Malzemeleri

Isı Borusu gövde (dış boru) malzemesi olarak Bakır, Alüminyum, Paslanmaz çelik gibi malzemeler kullanılabilir. Ancak kullanılan ısı borusu malzemelerinin çalışma akışkanıyla uyumlu olması gerekmektedir. Çizelge 6.1. 'de bazı çalışma akışkanları ile bazı ısı borusu malzemelerinin uyumlulukları verilmiştir. Uygun bir ısı borusu tasarımında uyumluluk, bu korozyon veya gaz oluşması sorunları nedeniyle önem kazanmaktadır.

ÇİZELGE 6.1. Bazı çalışma akışkanları ve bazı malzemeler için uyumluluk verileri

MALZEME	ÇALIŞMA AKIŞKANI			
	SU	ASETON	AMONYAK	METANOL
BAKIR	ÖG	ÖG	UD	ÖG
ALÜMİNYUM	GÜB	ÖL	ÖG	UD
PASLANMAZ ÇELİK	GÜY	UO	ÖG	GÜY
NİKEL	UO	UO	ÖG	ÖL

ÖG : Geçmiş uygulamalara göre önerilebilir

GÜB : Bütün sıcaklıklarda gaz üretimi

GÜY : Yüksek sıcaklıklarda gaz üretimi (oksitleme mevcutsa)

UD : Uygun değil

UO : Uygun olabilir

ÖL : Literatüre göre önerilebilir

Isı borulu ısı değiştiricilerde ise Bakır boru-Alüminyum levha kanat yapısı yaygın olarak kullanılır. Kanatlar kesiksiz oluklu düz tip, kesiksiz düz tip veya spiral yapıda da olabilir. Bazı uygulamalarda boru ve kanatlar malzemenin ayrı ısı genleşme problemlerinden sakınmak için aynı malzemededen imal edilebilir. Egzost sıcaklığının 220⁰C'nin altında olması durumunda ısı borulu ısı değiştiriciler sıklıkla Alüminyum boru ve kanatlardan imal edilir. 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 220⁰C'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 ayrı çalışma akışkanları kullanılan özel tasarımlar yapılabilir.

6.3.2.2. Fitol Malzemeleri

Bir ısı borusu için fitil malzemesinin seçimi birçok faktöre bağlı olabilmektedir. Başta çalışma akışkanıyla uyumluluğu yanında, çalışma akışkanının yoğunlucudan, buharlaştırıcıya iletilmesini sağlayacak kapilar basıncın oluşturulması asıl amaç olarak istenebilir. Fitol ayrıca çalışma akışkanının buharlaştırıcı yüzeyine dağıtımını sağlayabilmelidir. Fitol malzemesi olarak çok ince dokunmuş (60-200 Mesh) değişik malzemelerden (örneğin bakır, pirinç, nikel, alüminyum, paslanmaz çelik) değişik standartlarda elekler kullanılabileceği gibi, lifli malzemeler, ince akış kanalları bu amaçla kullanılan fitil yapılarındandır.

6.3.2.3. Düşük Sıcaklık Uygulamaları için Isı Borusu Çalışma Akışkanları

Isı borularında kullanılan çalışma akışkanları kritik özellikleri, kaynama noktası, buharlaşma ısısı, diğer malzemelerle uyumluluk, ısı iletkenlik, ıslatabilirlik, buhar basıncı, ısı kararlılık, kinematik viskozite, yüzey gerilimi katsayısı, donma noktası gibi özellikleri bakımından değerlendirilir. İklimlendirme gibi düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılabilecek bazı çalışma akışkanları ve kullanım çalışma sıcaklığı bölgeleri Çizelge 6.2. 'de verilmiştir.

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 yoğunlaşmayan gaz oluşturabilme gibi özelliği olması durumunda ise verimin azalması söz konusu olur, böyle bir özellik de bu nedenle istenmez.

ÇİZELGE 6.2. Düşük sıcaklık uygulamaları için bazı ısı borusu çalışma akışkanları

ÇALIŞMA AKIŞKANI	KAYNAMA NOKTASI (Atm.Basınç) [°C]	DONMA NOKTASI [°C]	KRİTİK SICAKLIK [°C]	ÖZELLİKLER BASINÇ P _c [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
R11	23,82	-111	198	44,06	(-40)-120
R12	-29,79	-158	112	41,13	(-40)-100
R21	8,92	-135	178,5	51,68	(-40)-120
R113	47,57	-35	214,1	34,37	(-10)-100
R114	3,77	-94	145,7	32,59	(-40)-120
Flutec PP2	76	-50			10-160
Flutec PP9	160	-70			0-225

6.3.3. Isı Boruları Tasarımı

Isı borularının tasarımında boru malzemesi, fitil malzemesi ve ilgili boyutların bilinmesi ve çalışma akışkanı seçimi yanında, taşınması istenen ısı kapasitesi, çalışma sıcaklıklarının (buharlaştırıcı ve yoğuşturucu bölge yüzey sıcaklıkları) belirlenmesi gereklidir. Ayrıca çalışma koşulları ile ilgili özellikler de (ısı borusu eğimi gibi) bilinmelidir.

Isı boruları küçük sıcaklık düşümleri ile enerjiyi transfer ederler. Buna göre ısı aktarma işlemi izotermal gibi ele alınabilir. Bununla birlikte ısı borusu, dış boru et kalınlığında, fitilde, akışkan ortamında küçük sıcaklık düşüşleri vardır. Isı boruları fitil tasarımı, dış boru çapı, çalışma akışkanı özellikleri ve ısı borusunun yataya göre konumu gibi özellikleri ile bağlantılı sonlu bir ısı transfer kapasitesine sahiptir.

Bu verilerin kullanımıyla taşınmak istenen ısının ısı borularının taşıyabileceği maksimum ısı transfer limit değerlerinin altında kalmasını sağlayacak parametrelerin değiştirilmesiyle

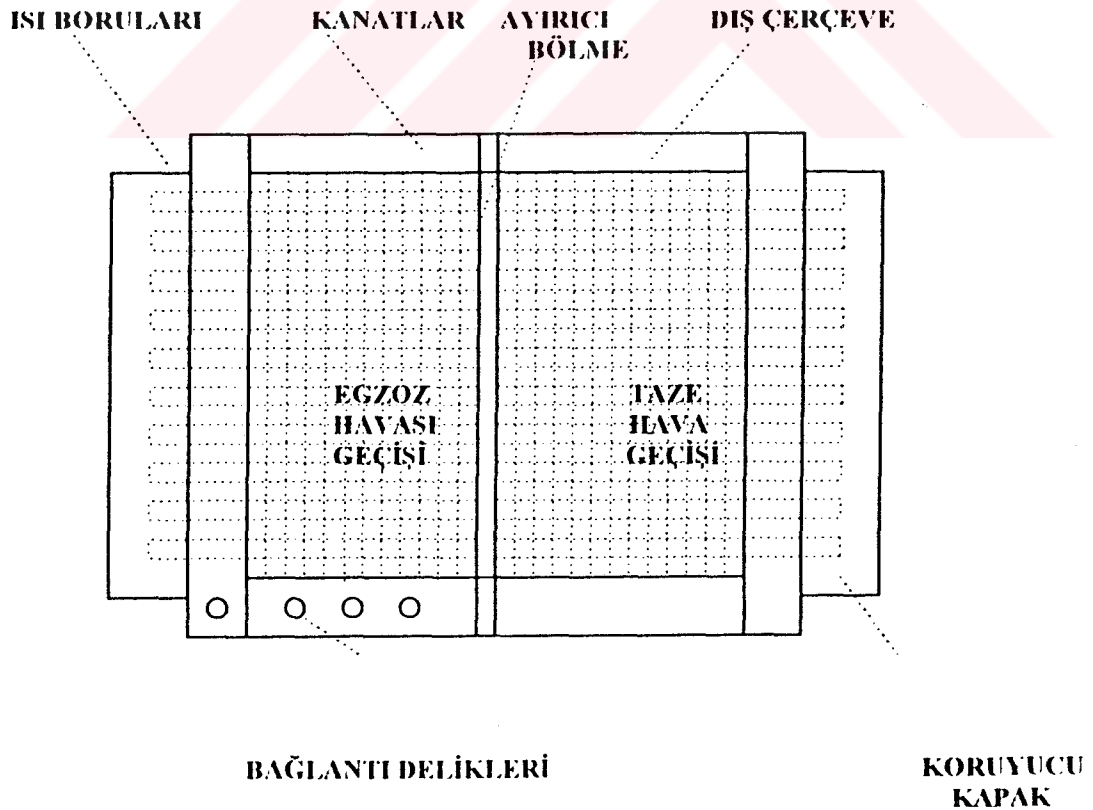
tasarım tamamlanır. Isı borularında kapılar, sonik, köpürme ve kaynama limit değerlerinin taşınmak istenen ısı kapasitesi değerinden daha fazla değerlerde olması gereklidir.

6.3.4. Isı Borularının İmalat Tekniği

Isı borularının imalatında malzeme seçimlerinden sonra

- Boruların hazırlanması, kesimi, temizlenmesi,
- Boruların fitillerinin yerleştirilmesi,
- Uçların kapatılması (kaynak işlemleri), doldurma ağzının (subabının) bırakılması,
- Vakum işleminin her bir ısı borusuna uygulanması,
- Doldurma işlemlerinin, tasarlanan miktarda çalışma akışkanı ile gerçekleştirilmesi,
- Her işlem aşamasında temizleme ara işlemleri,
- Her bir ısı borusunun test edilmesi gibi süreçlerden geçilmesi gerekmektedir.

Bir ısı değiştirici sistemin tasarımında ise onlarca ısı borusunda bu gereken titiz imalat sırasının uygulanması gereklidir. Ayrıca ısı değiştirici imalatında ısı borularına kanatlı yüzeylerin geçirilmesi ve bu boruların şişirilme işlemleri gibi ara işlemlere de gerek duyulacaktır. Bu kanatlı ısı borusu sisteminin bir taşıyıcı kaset içine yerleştirilmesi ve çalışma eğimi koşullarının sağlanabildiği dış kaset tasarımı da önem kazanmaktadır.



Şekil 6.13. Isı borulu ısı geri kazanma ünitesinin temel kısmı

6.3.5. Isı Borulu Isı Değiştiricilerin Özellikleri

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. Isı borulu ısı değiştiriciler gerek endüstriyel proseslerde ve gerekse iklimlendirme uygulamaları olarak çok farklı imalatlarda ve mahallerde kullanılmıştır. Bazı kullanım yerleri Çizelge 6.3. 'de gösterilmiştir.

Isı borulu ısı geri kazanma üniteleri tipik olarak

- Endüstriyel işlem (proses) – endüstriyel işlem (proses)
- Endüstriyel işlem – konfor iklimi
- Konfor koşulları – konfor (ısıtma ve soğutma)

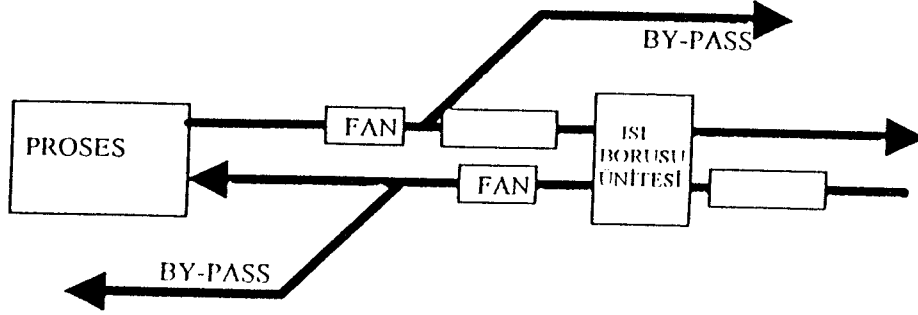
biçiminde uygulanır. Bu uygulama tipleri Şekil 6.13. 'de gösterilmiştir.

ÇİZELGE 6.3. Isı borulu ısı değiştiricilerin endüstriyel ve iklimlendirme uygulamalarında kullanılabileceği yerler

ENDÜSTRİYEL PROSELER	İKLİMLENDİRME UYGULAMALARI
Boya kurutma fırınları	Apartmanlar
Püskürtmeli (sprey) kurutucular	Bankalar
Kazanlar (buhar veya sıcak su)	Resmi binalar
Tekstil fırınları	Kapalı yüzme havuzları
Nemlendiriciler	Kapalı patinaj salonları
Tuğla pişirme fırınları	Kapalı tenis kortları
Kağıt kurutucular	Hastaneler
Isıl işlem alanları	Endüstriyel fabrikalar
Vinil vanaları	Araştırma laboratuvarları
Döküm fabrikaları	Ofis binaları
Tütsüleme fırınları	Okullar
Demir (sıcak) işleme alanları	Spor kompleksleri
Vulkanize kauçuk üniteleri	Tiyatro ve gösteri salonları
Kaplama prosesleri	Sinemalar
Boyama yerleri	Hayvan laboratuvarları
Çamaşırhaneler	Restorantlar
Pişirme fırınları	Ticari mutfaklar
Kereste kurutucular	Büyük mağazalar
Ağartma fırınları	Süpermarketler
Artık buhar egzozu	Oteller
Yiyecek, hububat, kimyasal vb. kurutucular	Bilgisayar odaları vb.
Laboratuvar egzozları vb.	

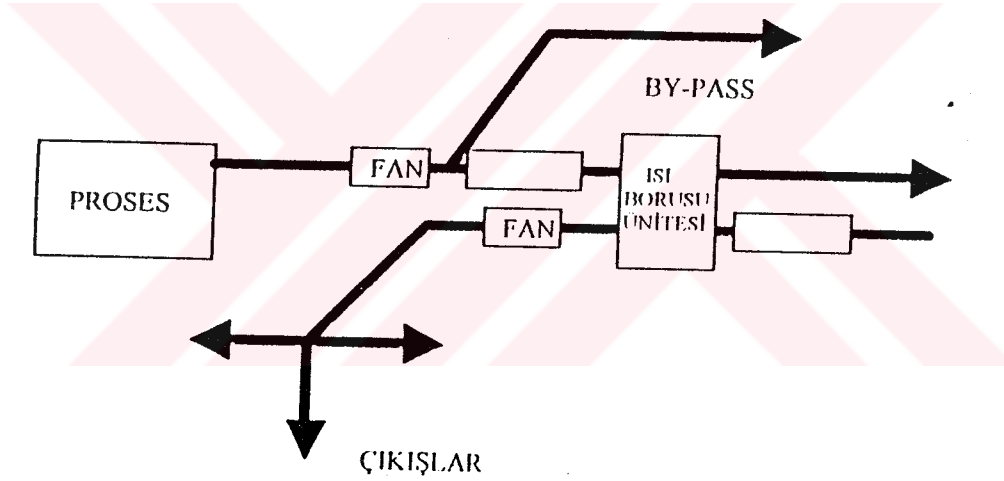
a) Endüstriyel işlem (proses) – endüstriyel işlem (proses)

Proses egzost ısısının prosese geri kazandırılması



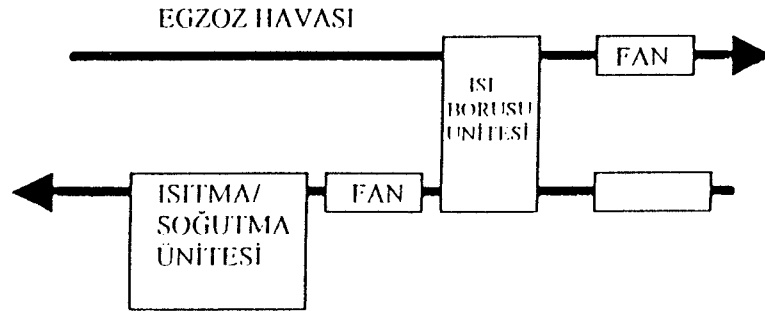
b) Endüstriyel işlem – konfor kliması

Proses egzost ısısının hacim ısıtması için kullanımı



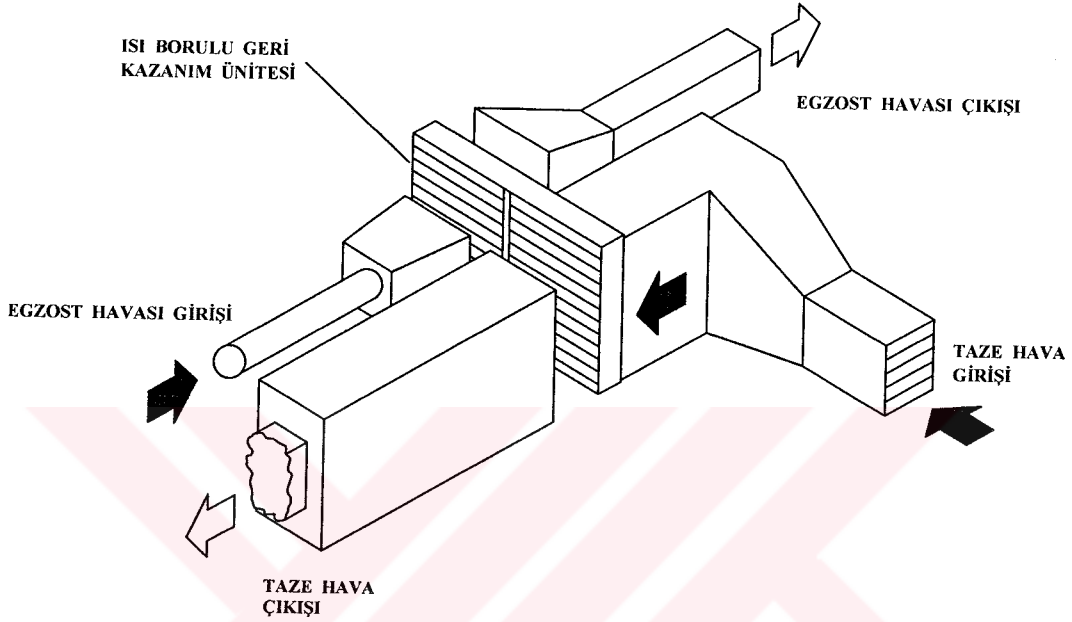
c) Konfor koşulları – konfor ısıtması (veya soğutması)

Bina egzostunun taze dış havanın ön ısıtılması veya soğutulmasında kullanımı



Şekil 6.13. Isı borulu ısı değıştirci ile ısı geri kazanma üniteleri endüstriyel ve klima uygulama tipleri

Gaz-gaz olarak uygulanan ısı borulu ısı değiştirici uygulamada Şekil 6.13’de gösterildiği gibi ısı borularının buharlaştırıcı bölgesi sıcak gaz akımı tarafında, yoğuşturucu bölgesi ise soğuk gaz akımı tarafındadır. Isı değiştirici arasında olan gaz akımının, maksimum verimlilik için ters yönlü paralel akım biçiminde olması istenir. Normal olarak ısı boruları yataya yakın



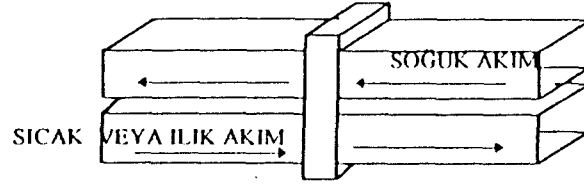
Şekil 6.15.İklimlendirme sistemlerinde ısı borulu ısı değiştiricinin yazın taze havanın n soğutulmasında, kışın taze havanın n ısıtılmasında kullanılması

ısı borulu ısı değiştiricinin bulunduğu yerde sıcak ve soğuk gaz kanalları komşu (bitişik) olmak zorundadır. Bazı imalatlarda ısı borusunun eğiminin değiştirilmesiyle ısı transferinin kontrol edilebildiği sistemler geliştirilmiştir.

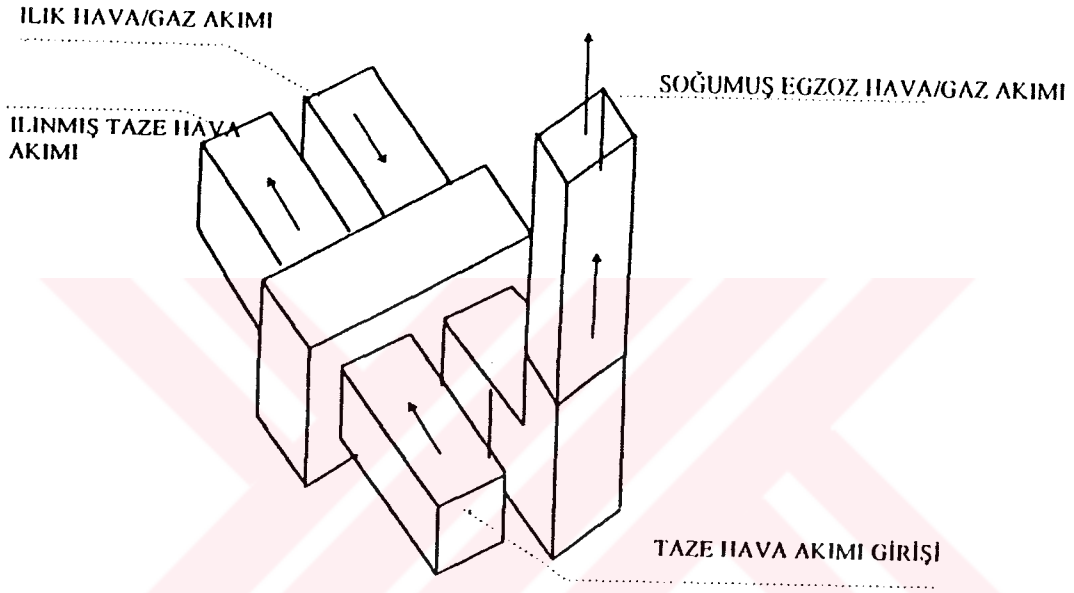
Isı borulu ısı değiştiricilerin boyutları 418x850x(dizi sayısı x 40+(50) mm) mm boyutlarından 1157x2350x(dizi sayısı x 40+(50) mm) mm boyutlarına kadar değişim gösterir.

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 sebep olur. Isı borusundaki aktarma mekanizması ile, örneğin bakırın ilettiği ısı transfer hızından 1000 kez daha fazla ısı transfer hızlarına ulaşılabilir. Şekil 6.15.’de ısı borulu ısı değiştiricinin yaz ve kış çalışma koşullarında iklimlendirme sistemlerinde kullanılması gösterilmektedir. Isı borulu ısı değiştiricilerin yatay ve dikey hava akımları durumlarında uygulama biçimleri Şekil 6.16.’da gösterilmiştir.

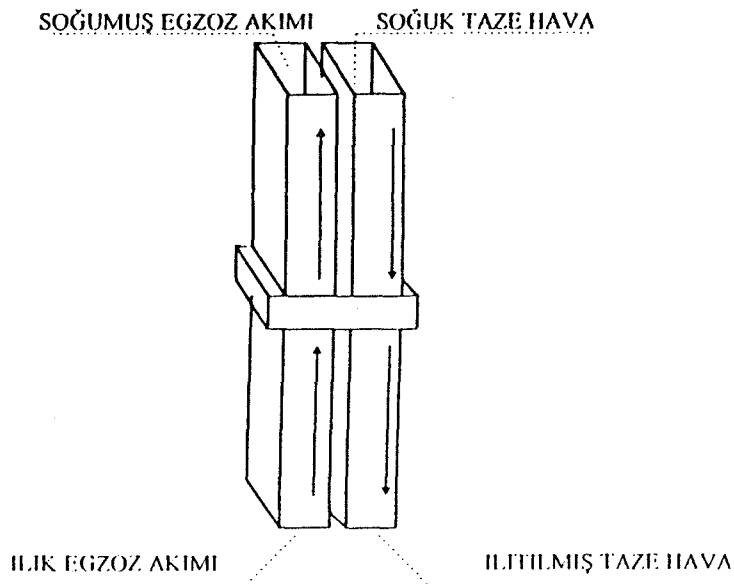
a) Yatay gaz akımı, dikey yerleşime (yalnızca ısıtma veya soğutma kazanımı)



b) Yatay gaz akımı, yatay yerleşim (ısı boruları 3-8⁰C eğim kontrollüdür.)



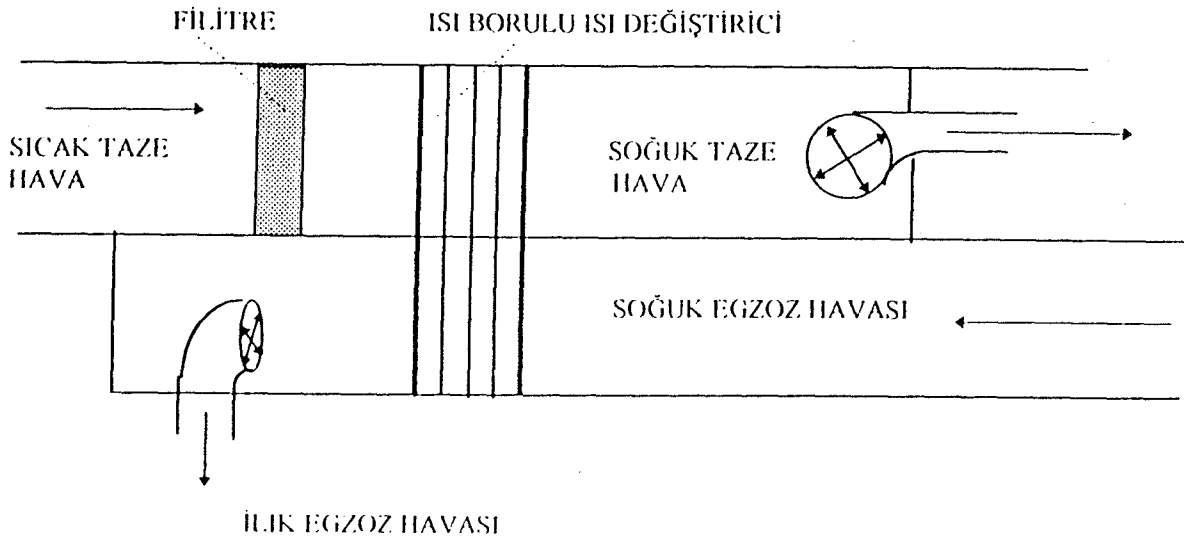
c) Dik gaz akımı, yatay yerleşim (ısı boruları 3-8⁰C eğim kontrollüdür.)



Şekil 6.16. Isı borulu ısı değıştiricilerin yatay ve dikey hava akımlarındaki uygulama biçimleri

6.3.6. Isı Borulu Isı Değiştiricilerde Karşı Kirleticilik

Isı borulu ısı değiştiricilerde hava akımları arasındaki basınç farklılıklarının 12 kPa değerine kadar karşı kirleticilik yoktur. Karşı kirleticiliği önlemek için ek bir korunma iki hava akımı arasında havalandırmalı çift kanallı ara duvar kullanılabilir. Bu ara hacme bitişik egzost kanalından herhangi bir sızıntı buradan çekilir ve egzost edilir. Isı borulu ısı değiştiricilerinde de klima sistemlerindeki kanatlı boru serpantinlerinde kullanılan filtrelemeye, aynı koşullarda çalışma durumunda, gerek duyulur. Göz önüne alınacak noktalardan bazıları kanat aralığı veya hatvesi, sıra sayısı, hava akımlarında bulunan partiküllerin büyüklüğü ve yoğunluklarının tipleridir, ki özellikle kirli akımın olduğu tarafta filtreleme uygulanır. (Şekil 6.17.)



Şekil 6.17. Isı borulu ısı değiştiricilerin ısıtma ve soğutma mevsimlerinde uygulanması ve filtrelerin kullanımı

6.3.7. Isı Borulu Isı Değiştiricilerin Temizlenmesi ve Bakımı

Hava ve gaz akımlarının kirletici olması durumunda ısı borularının dış yüzeylerinin temizlenmesi gerekebilir. Bu temizlenme üniteden temizlenecek olan maddenin yapısına bağlıdır. Bu işlemin yapılabilmesi için sistemde bakım veya servis kapılarının bırakılmış olması gerekir. Örneğin mutfak egzozlarında oluşan yağ birikimi otomatik su ile yıkama sistemi kullanılarak giderilir.(Şekil 6.18.)

Uygulanan yöntemlerden bir tanesi ünitelerin sprey sıkılarak temizlenmesidir.(Şekil 6.19.) Diğer bir yöntem de ünitelerin bir temizleme tankına konarak yıkanması veya basınçlı hava ya da buhar püskürtülmesidir. Kullanılacak temizleme yönteminin seçimi sistem henüz tasarım aşamasındayken yapılmalıdır. Isı borulu sistemin diğer tip serpantinli sistemlere göre bir üstünlüğü de boru demetlerinin birbiriyle bağlantısını kesecek hiçbir borulamanın olmamasıdır. Temizleme işleminin sıklığı egzoz hava akımının niteliğine bağlıdır. Klima sistemleri çok sık temizlenmeye gerek göstermezken endüstriyel sistemlerin sık sık temizlenmesi gerekmektedir.

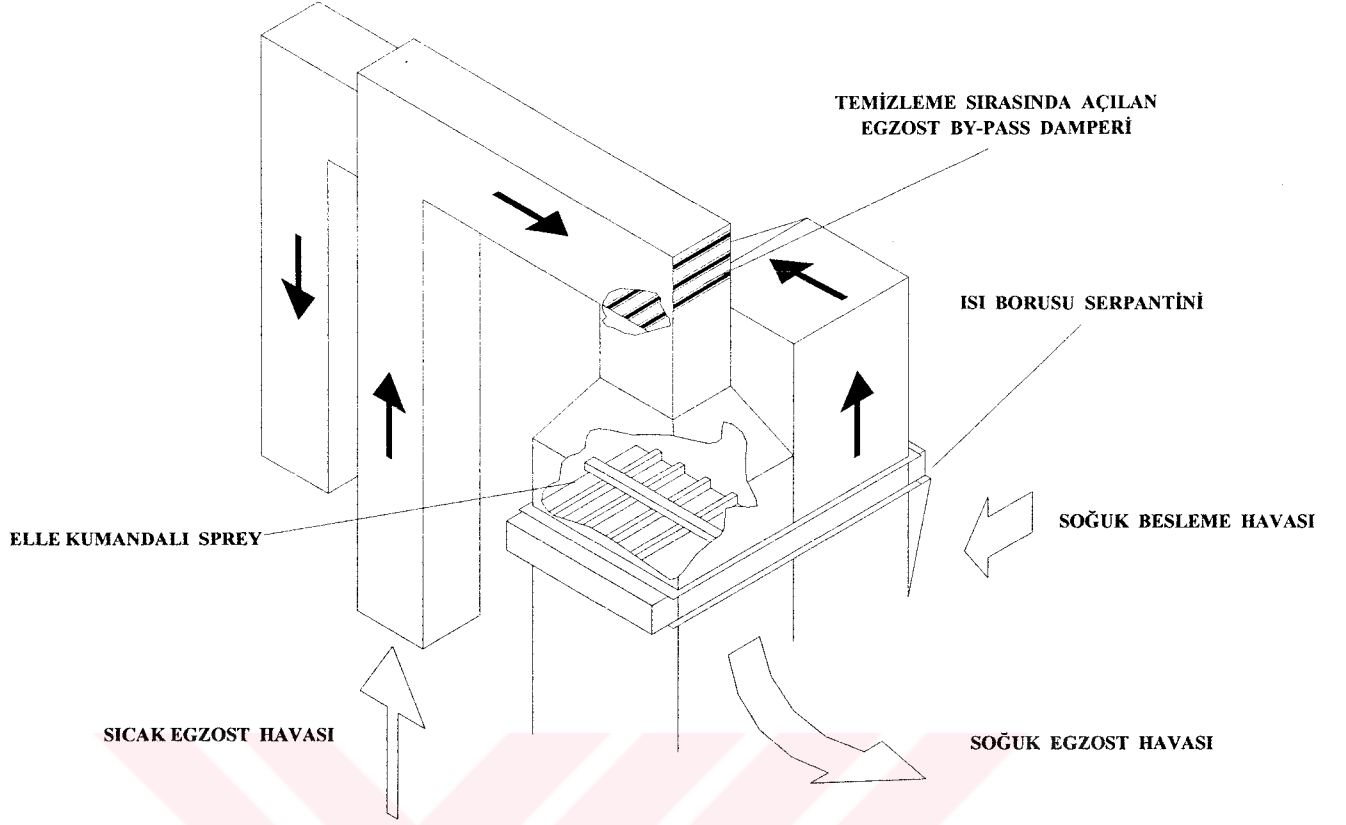
Isı borulu ısı değiştiricilerin hareketli parçaları bulunmadığından en az miktarda mekanik bakıma gereksinimi vardır. Buna karşın damper ve eğim kontrolü gibi esnek bağlantılar ve otomatik yıkama sistemi gibi yardımcı donanımlar düzenli aralıklarla bakım altına alınmalıdır.

6.3.8. Isı Borulu Isı Değiştiricilerin Verimliliği

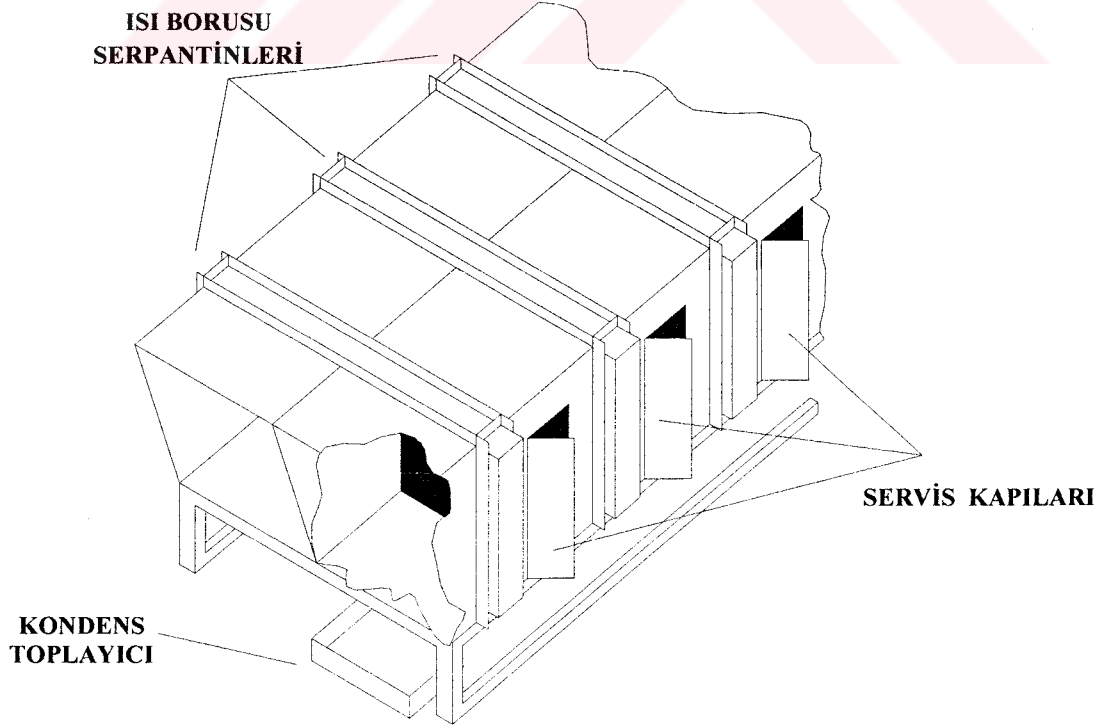
Isı borusunun ısı transfer kapasitesi tasarım ve konumuna bağlıdır. (Şekil 6.20), değişik alın yüzeyi hızları ve boru dizisi sıra sayısı değişiminin verimliliğe etkisini göstermektedir. Bir ısı borulu ısı değiştiricinin verimliliği bir çok etkene bağlıdır. Bu etkenler, boru dizisi sıra sayıları, kanatların sağladığı ısı iletimi yüzey alanı, iki hava veya gaz akımının ısıl kapasitelerinin oranı, değiştiriciden geçirilen hava akımlarının hızları ve ısı borusunun tasarlandığı çalışma sıcaklığı aralığı gibi sıralanabilir.

Dizi sıra sayısının artması durumunda, hız azalmasında verimlilik artmaktadır. Örneğin boru dizisi sıra sayısının iki katına çıkması durumunda %60'larda olan efektif ısı değiştirici verimi %75 değerlerine gelmektedir. Isı borusunda ısı değişimi toplam dizi sıra sayısına bağlıdır. Böylece seri bağlı iki ünitenin, aynı dizi sıra sayısında tek ünitenin verimi ile eş değerde olduğu belirtilebilir. Seri bağlı üniteler taşıma, temizleme ve bakım nedenleri ile sıklıkla kullanılır.

Isı borusunun ısı transfer kapasitesi, kabaca borunun iç çapının karesi ile doğru orantılı olarak artar. Örneğin belirli eğimde 25 mm iç çaplı ısı borusu, 16 mm iç çaplı borusundan kabaca 2,5



Şekil 6.18. Otomatik kanal içi spreyleme sistemi



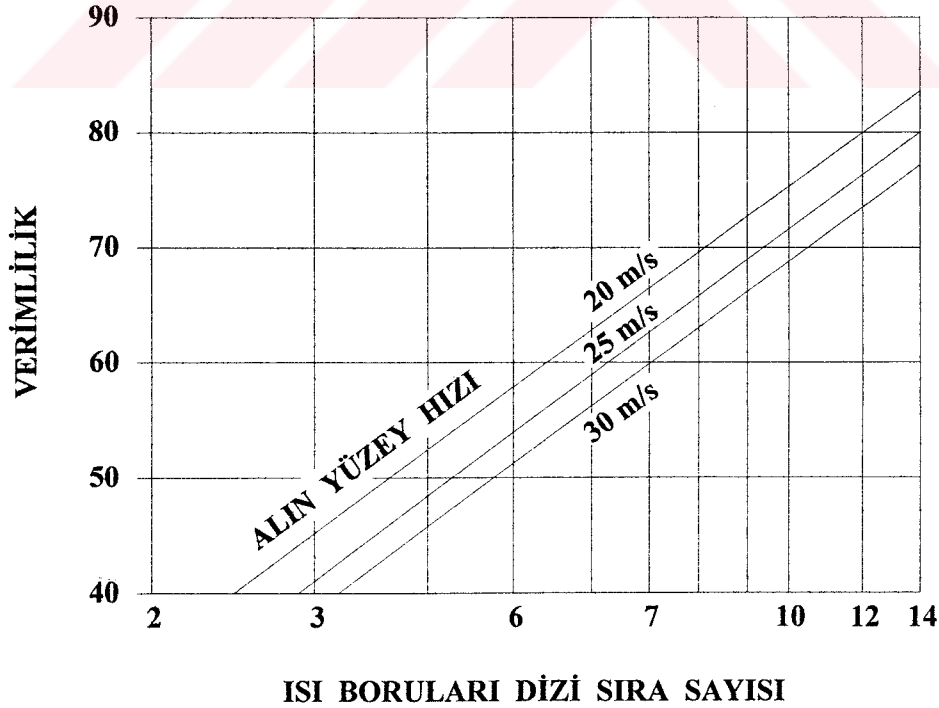
Şekil 6.19. Kanal içi el ile kumandalı spreyleme tasarımı

kez daha fazla enerji transfer eder. Ayrıca büyük çaplı ısı boruları, büyük hava akımları için kullanılır ve yaz ile kış çalışmalarını ayarlamak için seviye (eğim) düzeni gereklidir.

Isı transferi kapasitesi limiti gerçekte ısı borusu uzunluğundan, çok kısa ısı boruları hariç, bağımsızdır. Örneğin 1,2 m uzunluğundaki ısı borusu 2,4 m uzunluğundaki ısı borusu ile aynı kapasiteye sahiptir. Ancak 2,4 m uzunluğundaki ısı borusu 1,2 m olandan 2 kat daha fazla ısı transfer yüzeyine sahip olduğundan kapasite limitine daha çabuk ulaşacaktır. Bu durumda belirli bir uygulama için daha uzun ısı boruları ile kapasite gereksinimini 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 aralıkların seçimi iki hava akımının kirliliğine, gerekli temizleme ve bakımına bağlıdır. İklimlendirme uygulamaları için 1,8 mm kanat aralığı yaygındır. Daha çok kullanılan 2,3-3,2 mm kanat aralıkları ise endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Kirli egzoz tarafında daha geniş kanat aralıkları kirlenmeyi ve basınç düşümünü azaltmak, verimde değişiklik (azalma) oluşturmak amaçlı kullanılır.

Maksimum verimliliği elde edebilmek için ısı borulu ısı değiştiriciler karşıt akışlı çalıştırılmalıdır. Verimliliğin (etkinliğin) az olmasının istendiği durumlarda ise gaz akışları paralel akışlı olabilir. Örneğin karşıt akışlı bir düzenlemede %60 verimlilikte çalışan ısı değiştirici, paralel akışlı bir çalışmada %48 verimlilikte çalışmaktadır.



Şekil 6.20. Isı borulu ısı değiştirici verimliliğine dizi sıra sayısı ve hızlarının etkisi. Eğriler eşdeğer kütle debileri ve 1,8 mm kanat aralığı içindir.

6.3.9. Isı Borulu Isı Değiştiricilerde Basınç Düşümleri

Isı borulu ısı değiştiricilerin tasarım alın hızları 2 ile 4 m/s arasında değişir. En fazla 2,3 ile 2,8 m/s arasındaki hızlar kullanılır. Isı geri kazanım verimliliği artan hızla azalır. Bu nedenle optimum boyutlandırmada bu basınç düşümleri dolayısıyla işletme maliyetleri ve verimlilikler de dikkate alınmalıdır. Düşük hızlı, yüksek ısı geri kazanımlı sistemlerin daha büyük boyutlu ve daha maliyetli yatırımlar olduğu göz önüne alınmalı ve maliyetler yönünden de sistemin boyutlandırılması gereklidir. Bu nedenle imalatçılar tarafından optimum boyutlandırma ve sistem seçimleri için değişik hızlar, hacimsel ve kütsel debiler, boru dizisi sıra sayısı, çalışma sıcaklıkları için basınç düşümü, verimlilik ve ısı kapasitesi değerlerinin okunabildiği diyagramlarla kullanıcılara sunulur.

6.3.10. Isı Borulu Isı Değiştiricilerde Uygulanan Kontrol Sistemleri

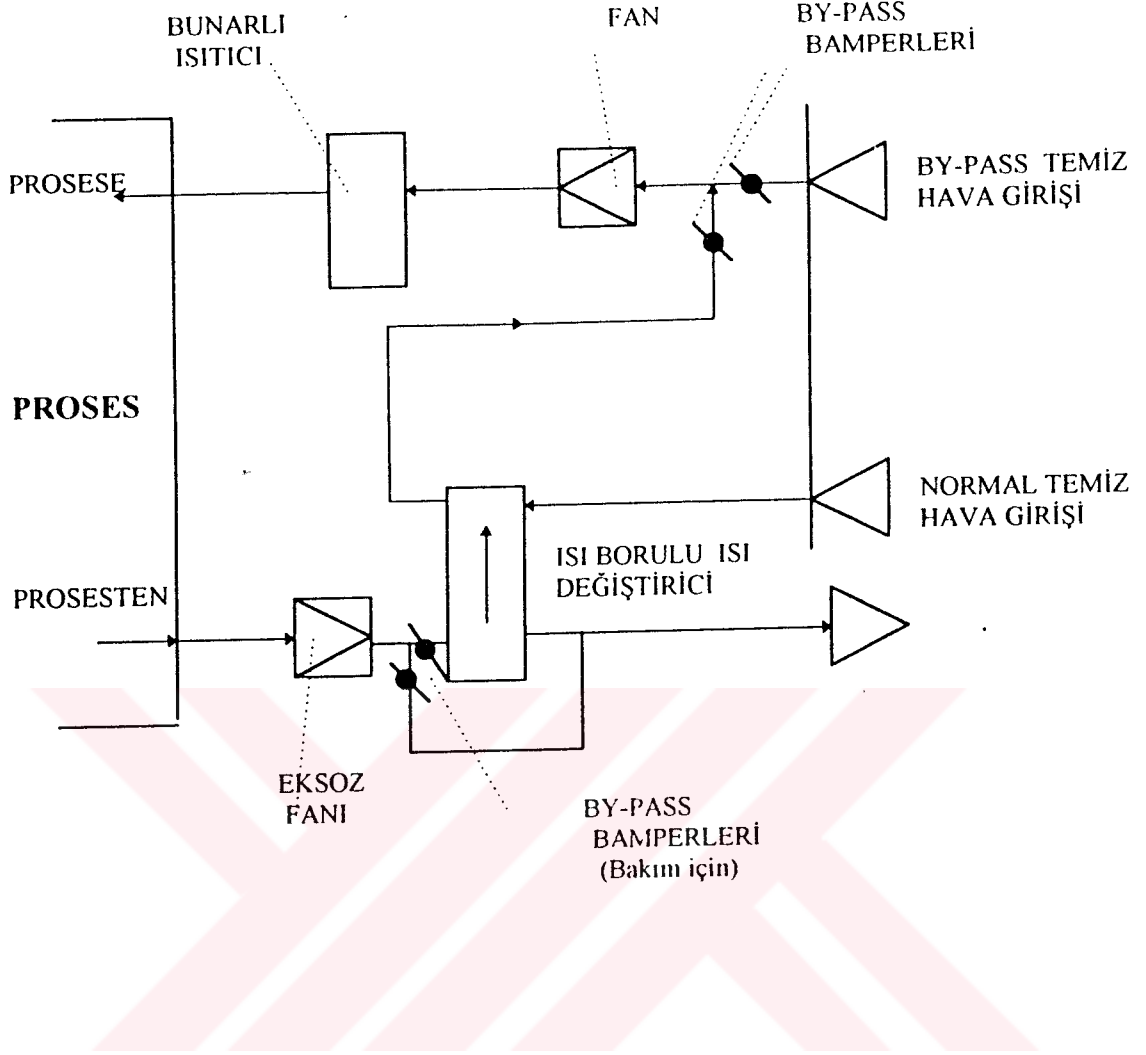
Isı borusunun eğiminin değişmesi, transfer ettiği ısı miktarının kontrol edilmesini sağlar. Isı borusunun sıcak tarafının yatayın altında olması durumunda yoğunlaşan çalışma akışkanının buharlaştırıcı (sıcak) bölgesine geri akışı kolaylaşır. Ters durumda buharlaştırıcı yatayın üzerinde ise bu akış zorlaşır. Bu özellik ısı borulu ısı değiştiricilerin verimliliğini ayarlama (kapasite kontrolünde) kullanılabilir.

Pratikte gerçekleştirilen uygulamalarda, eğim kontrolü ısı değiştirici kasasının ortasında bulunan bir dönme ekseni boyunca sağlanır ve ısı değiştiricinin bir ucunda bulunan sıcaklık duyar elemandan alınan uyarı ile bu dönüş tahrik edilir. Kullanılan esnek kanal bağlantıları sayesinde küçük eğim değişiklikleri (maksimum 6-8 derece) gerçekleştirilebilir.

Bu eğim kontrol sisteminden istenen ve beklenen aşağıda belirtilen üç fonksiyonun karşılanmasıdır;

1. Taze havanın ısıtılmasından, taze havanın soğutulmasına (ısı akışının ters yöne dönmesi) mevsimsel değişimler olduğunda ısı geçişinin sağlanmasıdır.
2. İstenen taze hava sıcaklığını sağlamak için verimliliği ayarlamak (kapasite kontrolü) Bu çeşit bir ayarlama özellikle iç alanlardaki geniş binalarda aşırı ısınmadan korunmak için gereklidir.
3. Düşük dış hava sıcaklıklarında buz oluşumunu engellemek için verimliliği azaltmasını sağlamak. Verimliliğin azaltılması ile egzoz havası üniteyi daha ılık sıcaklıkta terk edecek ve yüzey sıcaklıkları buz oluşum koşullarının üzerinde kalacaktır.

Bu anlatılan üç fonksiyon eğim kontrolü ile sağlanabilirken bu fonksiyonları teker teker yapabilecek başka yöntemler de bulunmaktadır. Örneğin besleme havası sıcaklığının ayarı alın veya by-pass damperi kullanılarak yapılabilir. (Şekil 6.21). Benzer şekilde don oluşumu da



Şekil 6.21. Isı borulu ısı değiştiricide by-pass damperleri ile besleme hava sıcaklığının ayarı ve don kontrolü.

böyle bir düzenek ile önlenir. Isı geri kazanım ünitesinde girişte besleme hava kanalının önceden ısıtılması fazla tercih edilmeyen fakat yine de bazen kullanılan bir yöntemdir.

6.4.Flaş Buhar ile Isı Geri Kazanımı

6.4.1. Genel Anlamda Buhar Kullanımının Avantajları

Bir prosesin veya bir alanın ısıtılması için gerekli olan enerjiyi taşıyan buharın özellikleri ve kullanma şeklini kapsayan bilgiler önemlidir. Buhar, sanayi devriminden beri enerji taşıyıcı olarak kullanılır. Besinlerin pişirilmesi ile kullanılmaya başlanan buhar, sanayide ısıtmanın gerektiği her yerde kullanılmaktadır.

Buhar ideal bir ısı taşıyıcısıdır. Diğer ısı taşıyıcılarla karşılaştırıldığında küçük çaplı borular ile iletilmesi nedeniyle ısı kayıpları diğer sistemlerden daha azdır. Aynı ısı kapasitesi için sıcak su ve ısı transfer yağı sistemlerinden daha küçük boru çapları gerektirir. Bunun sonucunda daha az yatırım, ucuz montaj gideri ve daha az yalıtım malzemesi kullanılır. Ayrıca buhar sistemlerinde, sıcak su ve ısı transfer yağı sistemlerinde kullanılan sirkülasyon pompalarına gerek yoktur.

Gelişmiş ısı geri kazanım sistemleri ile, kazan blöf ve flaş buhar dışarı atılmaz. Kazan besleme tankına verilerek kazan besi suyunun sıcaklığı yükseltilir. Böylece sistemin verimliliği en yüksek değere çıkar. Bunun yanında geri kazanılan flaş buhar, düşük basınç ve düşük sıcaklıktaki ısıtma ihtiyacı için kullanılır.

Buhar yanmama ve alev almama özelliği nedeniyle patlayıcı ortamlar için çok emniyetlidir. Etkili ve kaliteli sızdırmazlık ürünleri ile bütün ortamlarda bütün ortamlarda emniyetle kullanılabilir. Steril bir akışkan olan buhar pişirme ve sterilizasyon proseslerinde direkt olarak püskürtülebilir.

6.4.2.Flaş Buharın Kullanılma Nedenleri

Isı transfer yüzeylerinden buharlaşma ısını veren doymuş buhar, aynı basınçta kondens haline dönüşür ve doymuş su entalpisi içerir. 0 bar basınçtaki doymuş suyun entalpisi bu basınçtan yüksek bir değerdeki kondensin entalpisinden her zaman için düşüktür. Eğer bu yüksek basınçtaki kondens atmosfere yani 0 basınçta serbest bırakılırsa belirli bir miktarda enerji açığa çıkar. Bu enerji kondensin bir kısmını buharlaştırır. Bu buhara flaş buhar adı verilir. (Ünlü, 1997)

Bu tanımlamaların sayısal bir örneğini verecek olursak;

0 bar basınçta doymuş suyun entalpisi = 419 kJ/kg

7 bar basınçta kondensin entalpisi = 721,4 kJ/kg

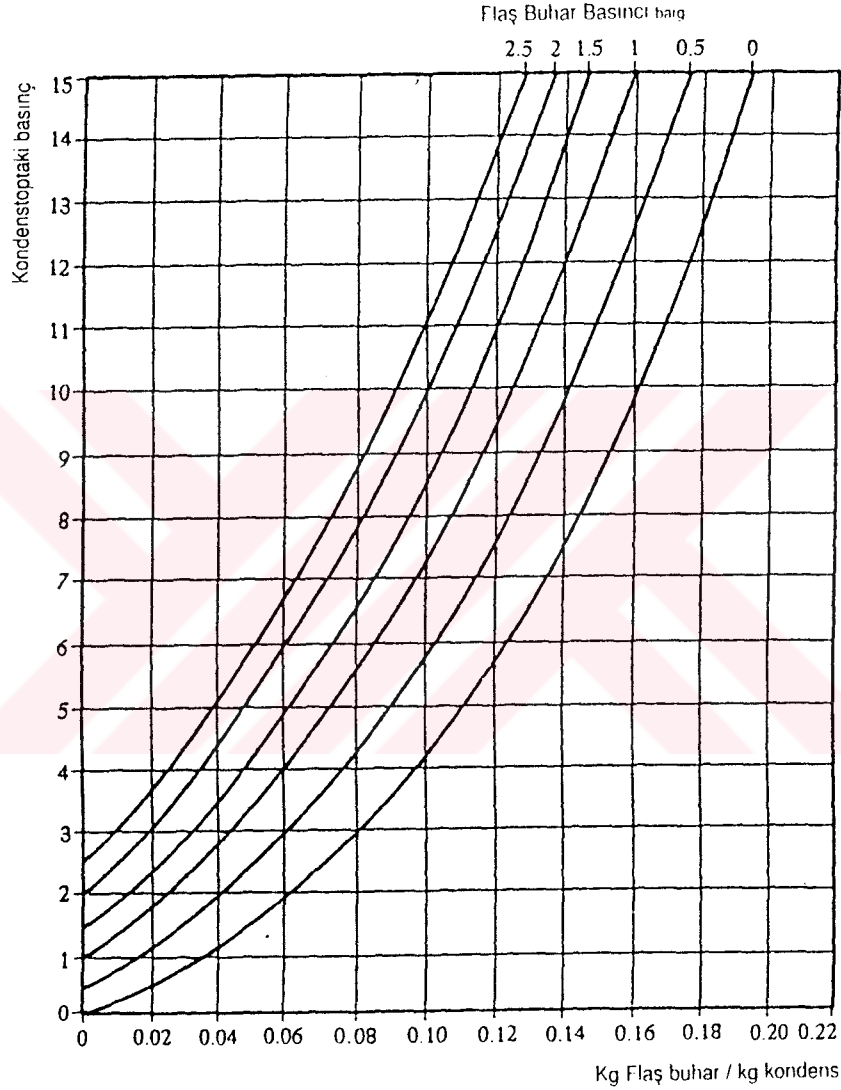
7 bar basınçtaki kondens atmosfere serbest bırakıldığında ortaya çıkan enerji = 721,4 – 419
= 302,4 kJ/kg

0 bar basınçta buharın buharlaşma entalpisi 2257 kJ/kg

Flaş Buhar Oranı = $302,4 / 2257 = 0,134$

Sonuç olarak 7 bar basınçtan 0 bar basınca boşaltılan kondensin % 13,4 'lük kısmı buharlaşmaktadır. Aşağıdaki Çizelge 6.4.'de daha düşük basınçlara boşaltılan kondensin flaş buhar oranı verilmektedir.

Çizelge 6.4. 1 kg flaş buhar / kg kondens



Konunun başında da sayısal bir örnekle gösterilmiş olduğu gibi bir buhar sisteminin verimliliğini yükseltmenin şekillerinden biri de flaş buharın kullanılması, yani flaş buharı kondens suyundan ayırarak daha düşük basınçta kullanarak değerlendirmektir. Yine Çizelge 6.4.'den bir örnek vermek gerekirse; 9 bar basınçtan 2 bar basınca boşalan bir kondensin flaş buhar oranı 0,09'dur. Sistemde 500 kg/h buhar veya kondens yükü olduğunu varsayarsak elde edilecek flaş buhar miktarı = $500 \times 9 / 100 = 45$ kg/h'tir.

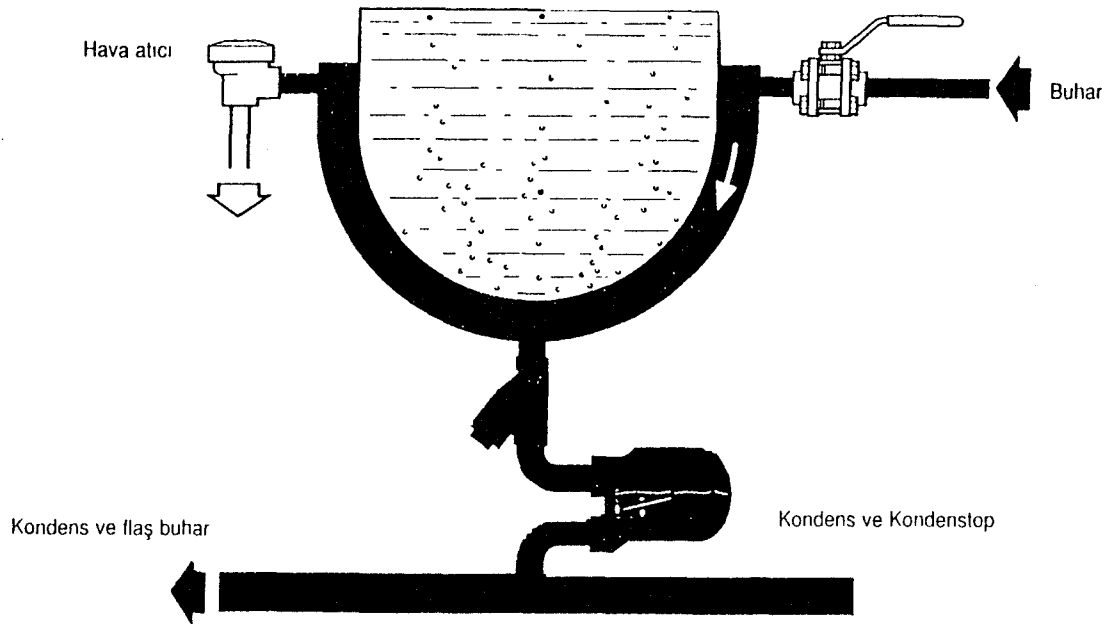
Flaş buharın kondenssten ayrıştırılarak kullanılması demek aynı miktardaki buharın kazanda daha eksik üretilmesi, yani enerji tasarrufu demektir. Kondens ve flaş buharın ayrıştırılması işlemi Şekil 6.22.'de şematik olarak gösterilmektedir.

6.4.3. Flaş Buharın Elde Edilmesi

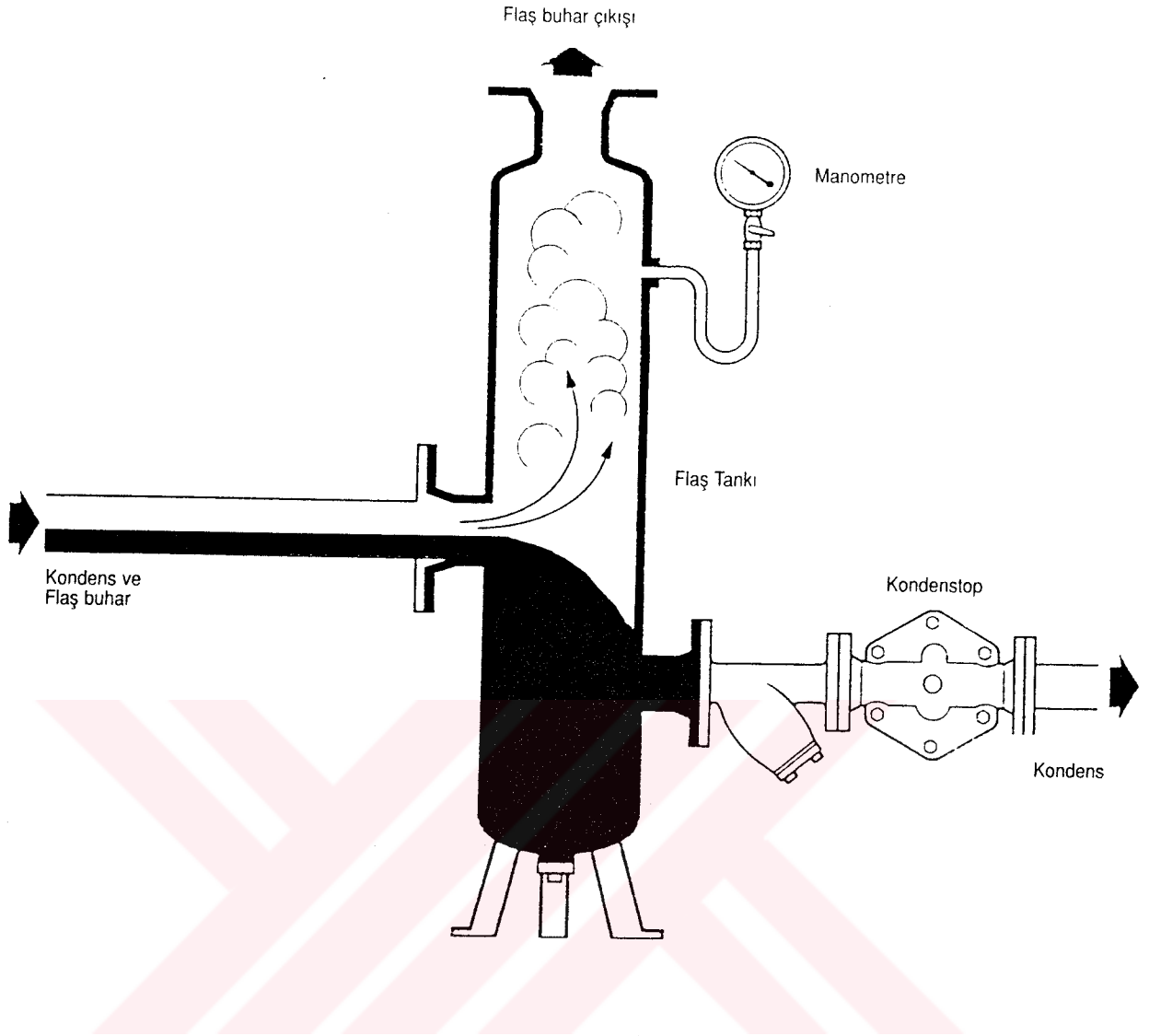
Flaş buharı kondens suyundan ayrıştırmak için flaş buhar tankları kullanılmaktadır. Bu tank ŞEKİL 6.23'de görüldüğü gibi düşey bir tanktır. Tank seçimi konusunda en önemli faktör tankın çapıdır. Yapılacak tank çapı seçimiyle buharın üst çıkışa doğru 3 m/s 'lik bir hızla akması sağlanmalıdır. Bu hız su damlalarının ters bir yönde, yani tankın altına doğru akabileceği bir hızdır. Bu ayırma için girişten yeterli bir yükseklik gerekmektedir. Bu nedenle kondens suyunun girişi alttan, tank boyunun 1/3 oranında olmalıdır. Flaş buhar tankının çapı, türbülans meydana gelmeden kondensin geçmesini sağlayacak mesafede olmalıdır.

Yüksek basınç ile düşük basıncın arasındaki fark küçük olduğu takdirde flaş buhar miktarı az, kondens miktarı fazladır. Bu durumda flaş boru çapının hıza göre seçilmesi, tankın küçük kalmasına neden olacaktır. Bunun yerine tank iki çap büyük seçilmelidir.

Gerek giriş gerekse flaş buhar çıkış çapları, 15 m/s hızı aşmayacak bir çapta seçilmelidir. Flaş buhar tankları için tavsiye edilen boyutlar Çizelge 6.5.'de verilmektedir.



Şekil 6.22. Flaş buhar eldesinin şematik gösterimi



Şekil 6.23. Flaş buhar tankı

Çizelge 6.5. Flaş buhar tankı boyutları

ÇAP	YÜKSEKLİK	KONDENS ÇIKIŞ ÇAPI	GİRİŞ YÜKSEKLİĞİ	GİRİŞ ve FLAŞ BUHAR ÇIKIŞ ÇAPI	MAKSİMUM KONDENS (kg/h)	MAKSİMUM BUHAR (kg/h)
150	1100	40	282	65	900	225
200	1100	40	290	100	2250	450
300	1150	50	307	125	4500	900
380	1200	50	330	150	9000	1400
460	1260	50	400	175	12700	2050
500	1400	65	450	200	15900	2400
600	1400	65	450	225	20400	3500
760	1400	80	450	300	34000	5600
920	1500	80	500	350	50000	8200

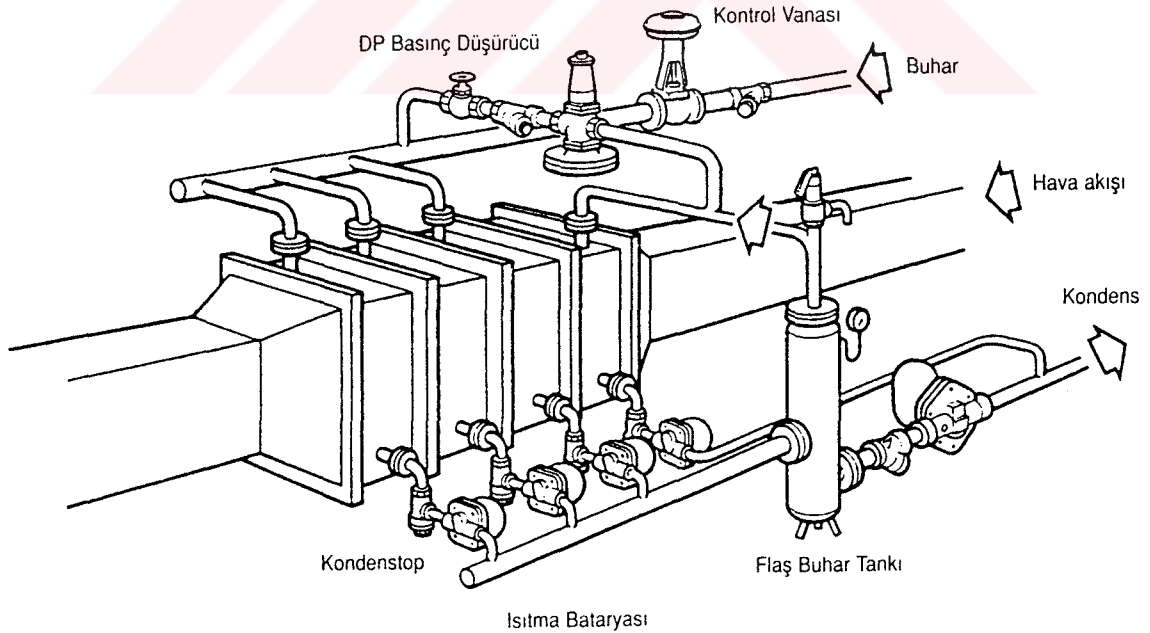
6.4.4.Flaş Buhar Elde Edilmesinde Dikkat Edilecek Hususlar:

1. Azami flaş buhar elde etmek için, aami kondens miktarı gerekir. Bu nedenle kondenstoplar, karşı basınç ve kapasite dikkate alınarak özenle seçilmelidir. Ayrıca sıcaklık kontrol vanaları olan sistemlerde, vananın kapandığı anda basıncın düşeceğine dikkat edilmelidir.
2. Flaş buharın kullanılacağı uygun bir kullanım alanı bulunmalıdır. Kullanım alanları flaş buhar miktarına eşit olan veya üzerindeki kapasiteler olmalıdır. Flaş buhar eksik kaldığı takdirde daha yüksek bir buhar hattından, basıncı düşürme yöntemi ile buhar sağlanabilir. Flaş buhar ihtiyaçtan fazla ise, flaş buharın bir kısmı dışarı atılmalıdır. Isıtmada kullanılan flaş buhara yaz aylarında gerek olmadığı zaman geri kazanım sistemi etkisiz olacaktır. Netice olarak flaş buharı miktarı ihtiyaç kadar olmalıdır.
3. Flaş buharın kullanılması, yüksek basınçtaki kondensin çıkışına yakın olmalıdır. Düşük basınçtaki flaş buharın taşınması daha büyük çapları gerektirir ve yatırım maliyeti artar . Ayrıca daha büyük çaplarda oluşacak ısı kayıpları flaş buharın kazanılmasından elde edilecek yararları da azaltacaktır.

6.4.5.Flaş Buharla Enerjinin Geri Kazanılması:

6.4.5.1.Isıtma Bataryalarında Uygulama

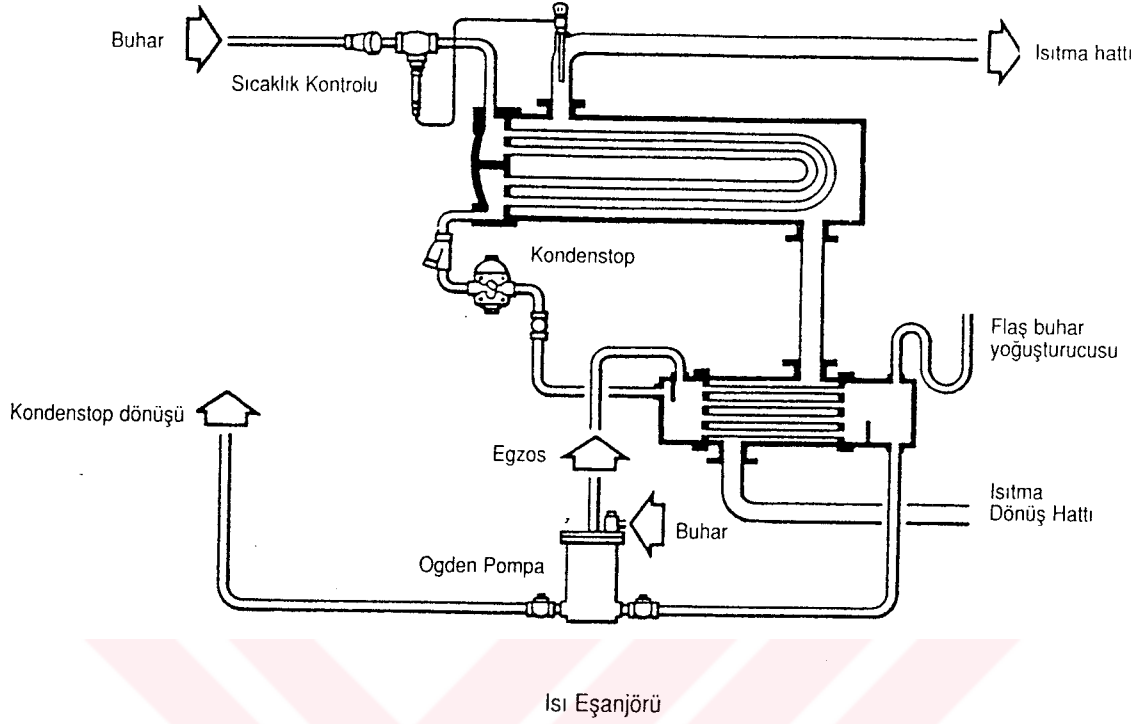
Şekil 6.24.'te bir prosese yüksek sıcaklıkta hava sağlayan ısıtma bataryaları görülmektedir. Bu yüksek sıcaklıktaki buhar ile ısıtma yapan bataryalardan alınan kondensden düşük basınçta



Şekil 6.24. Isıtma bataryalarında flaş buhar uygulaması

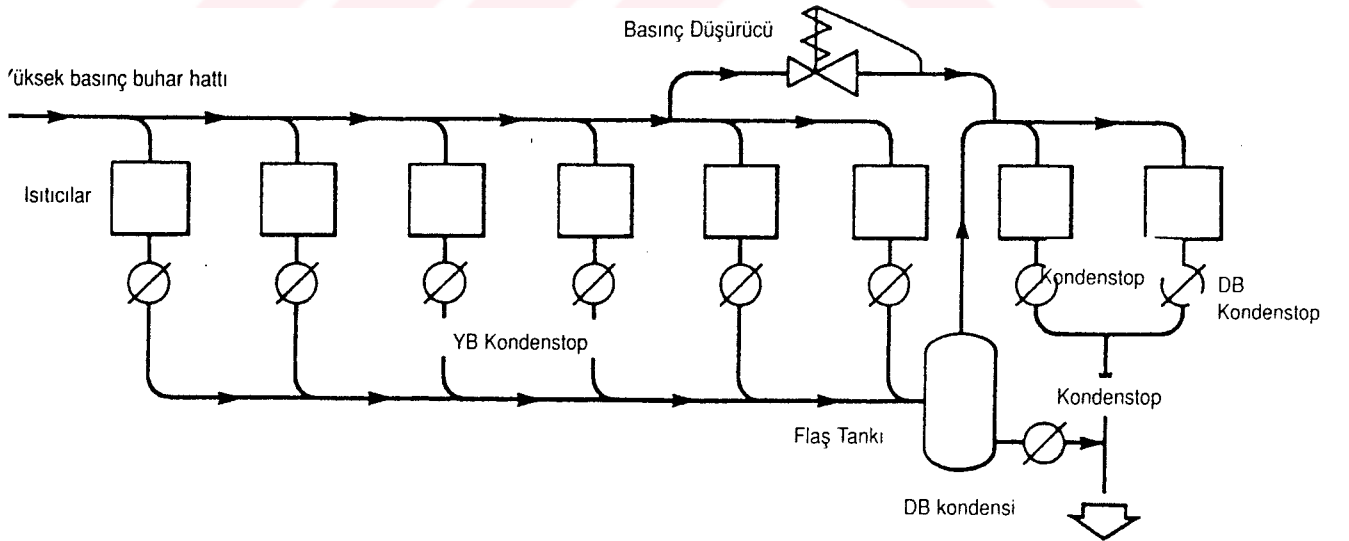
flaş buhar elde edilmektedir. Elde edilen flaş buhar bataryaya giren soğuk havanın ön ısıtılmasında kullanılmaktadır.

6.4.5.2.Eşanjörlerde Uygulama



6.25. Şematik olarak eşanjörlerde uygulamanın gösterimi

6.4.5.3.İsıtma Cihazlarında Uygulama

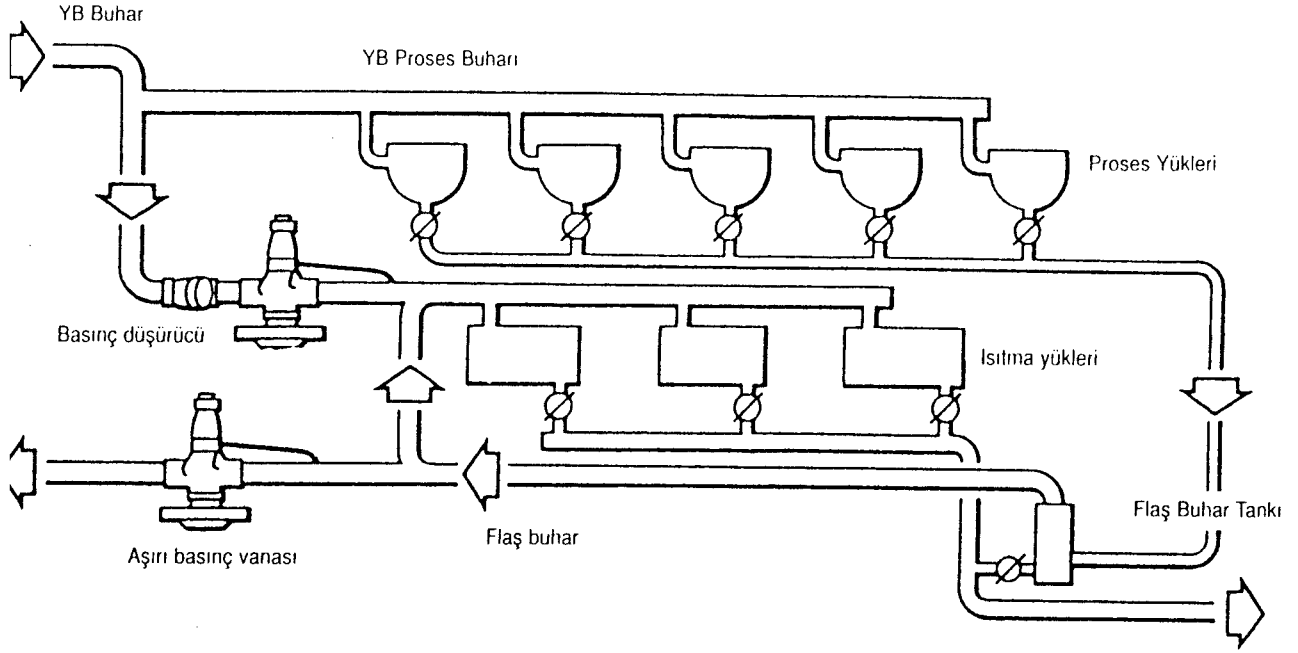


YB : yüksek basınç

DB : düşük basınç

6.26. Şematik olarak ısıtma cihazlarında uygulamanın gösterimi

6.4.5.4. Ceketli Isıtma Kazanlarında Uygulama

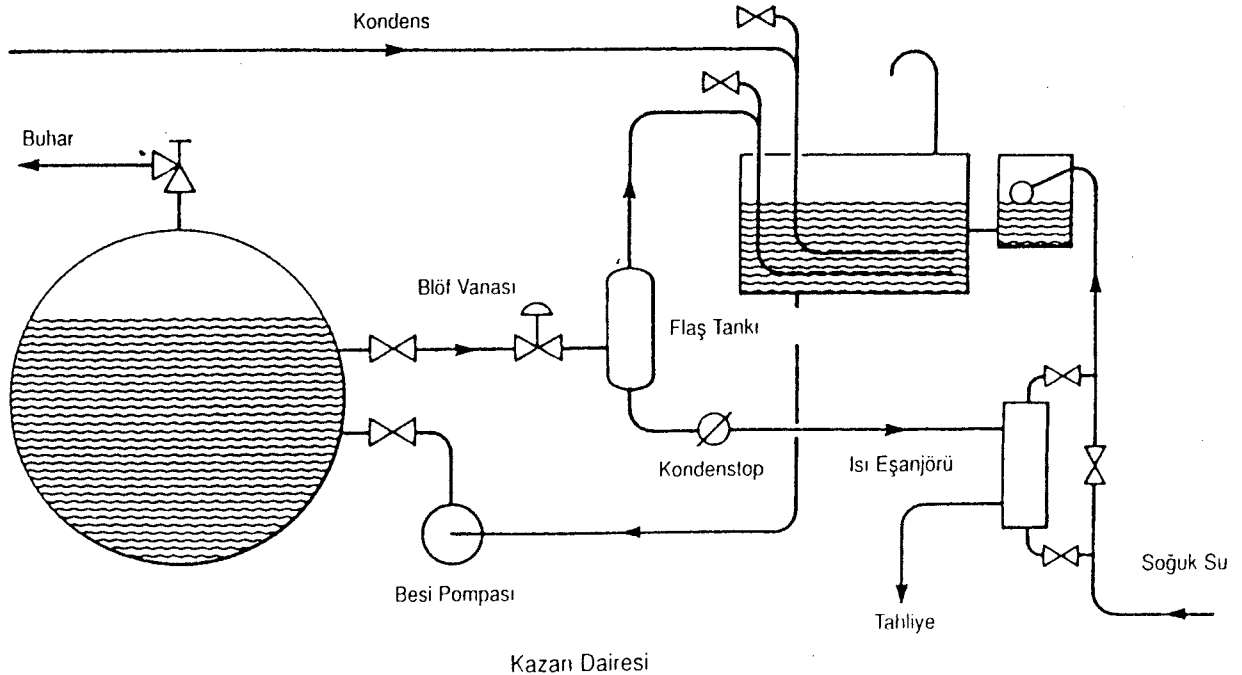


Şekil 6.27. Ceketli ısıtma kazanlarında uygulamanın şematik gösterimi

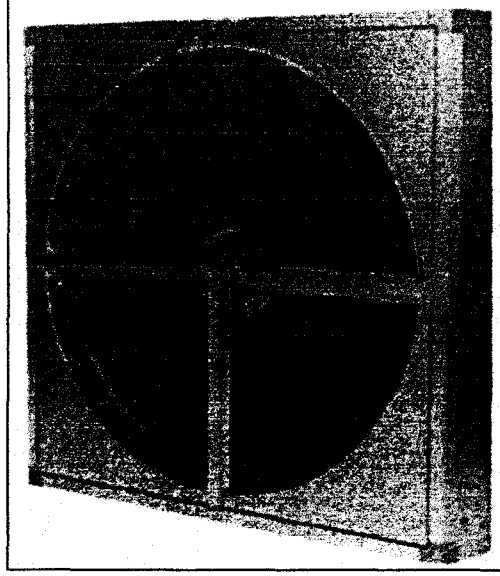
Ceketli ısıtma kazanları buhar ile ısıtılmaktadır. Burada oluşan kondensin bir kısmı flaş buhar tankında buhara dönüşür ve Şekil 6.27.'de gösterildiği gibi ısıtma sistemlerine gönderilir.

6.4.5.5. Kazan Dairesinde Uygulama

Burada yüzey blöf sistemi ile dışarı atılan kızgın su flaş buhar tankından geçirilerek flaş buhar elde edilmektedir. Bu flaş buhar da kazan besisi suyunun ısıtılmasında kullanılmaktadır.



Şekil 6.28. Kazan dairesindeki uygulamanın şematik gösterimi



Şekil 6.29.Döner tip ısı değiştiricinin görünümü

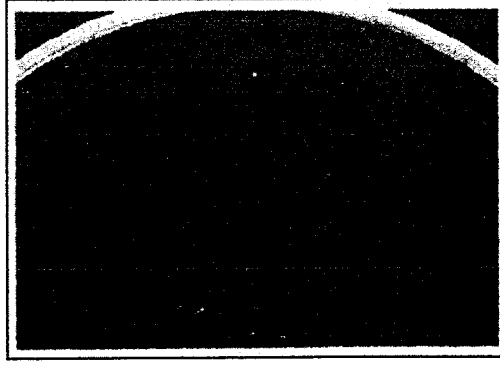
6.5. Döner Tip Isı Değiştiricileri (Isı Tekerı)

6.5.1.Genel Bilgi

Döner tip ısı değiştiricileri (ısı tekerı, döner rejeneratörler) çok geniş iç yüzey alanlı hava geçirgen bir ortamla doldurulmuş döner tip bir silindire sahiptir. Isı tekerinde yan yana olan taze ve egzost gaz akımları, ısı değiştiricinin 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. (Flumen ARGE,1995)

Döner tip ısı değiştiricileri konstrüksiyonlarına göre sabit matrisli ve döner tip ısı değiştiricileri olarak iki ayrı gruba ayrılabilir. Ayrıca döner tip ısı değiştiricileri de disk ve tamburlu olarak iki şekilde sınıflandırılabilir. Genel olarak döner tip ısı değiştiriciler sabit hızla, akışkanların akış doğrultusuna paralel, eksenı etrafında dönmekte ve daha önce de anlatıldığı üzere ısı depolama matrislerinden yararlanılmaktadır. Sabit matrisli ısı değiştiricilerinde ise matris dönmemekte, bunun yerine ardışık olarak sıcak ve soğuk akışkanlar yeteri kadar bir süre aynı matrısten geçirilmektedir. (Dağsöz, 1991)

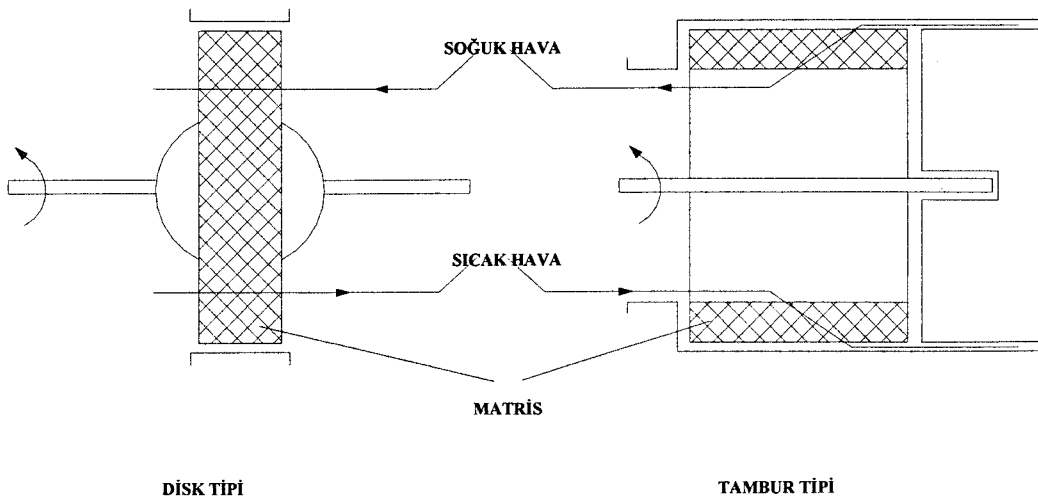


Şekil 6.30. Döner tip ısı değiştiricinin kesiti

Disk tipi bir döner tip ısı değiştiricisinde matris bir disk şeklindedir. Şekil 6.31’de görüldüğü üzere sıcak ve soğuk akışkanlar ısı değiştiricisi içerisinden aksel olarak geçmektedir. Tambur tipi döner ısı değiştiricisinde ise matris tambur şeklindedir ve akışkanlar radyal olarak akmaktadır.

Döner tip ısı değiştiricileri 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 ısı değiştiricilerinde daha önce de belirtildiği üzere matris tarafından ısı sıcak hava akımından alınır, depolanır ve dönme hareketiyle soğuk hava akımına geri verilir. (Güngör, 1993)

Toplam ısı transferi yapan ısı değiştiricilerinde ise yüksek nemli hava akımında nem yoğuşmasıyla (nem yoğuşması ısı tekeri ortam sıcaklığının, yoğuşma sıcaklığının altında olmasıyla veya katı nem alıcı maddelerle absorpsiyon sağlanır.) hemen ısı çekilir ve bu alınan



Şekil 6.31. Disk ve tambur tipli ısı tekeri (Genceli, 1999)

nem buharlaşma ile düşük nemdeki 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 ısı değiştiricilerinde 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 indirilebilir. 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 ısı değiştiricilerinde egzost ve taze hava akımları zıt yönde aktığından matris kendi kendini temizleme özelliği gösterir ve tıkanmaz.

6.5.2. Döner Tip Isı Değiştiricilerinde Prosesin Psikometrik Diyagramda İncelenmesi

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

6.5.2.1. Yaz İşletmesi

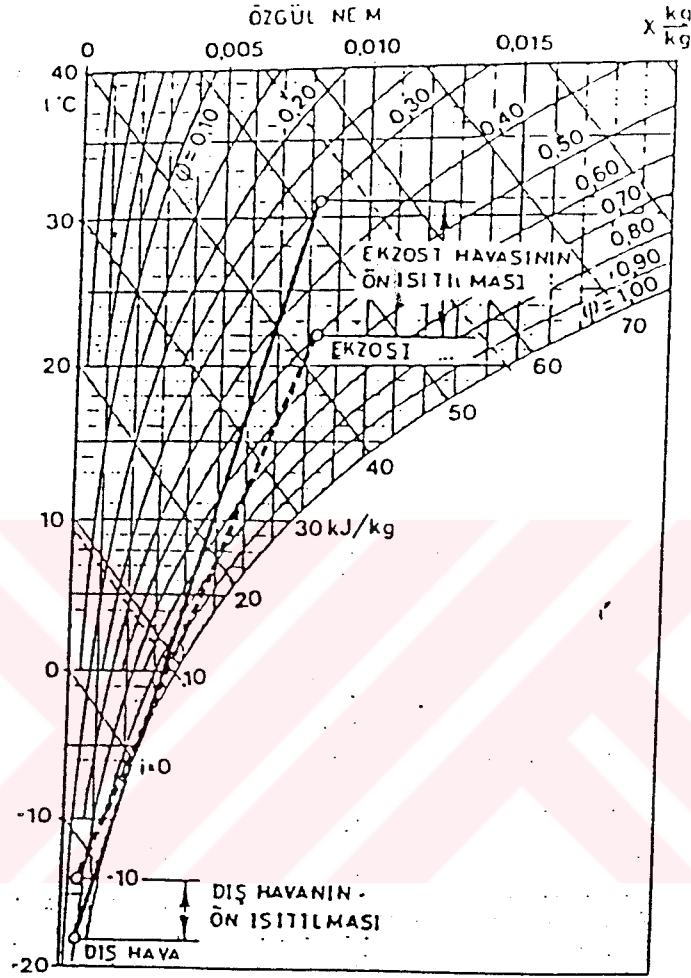
Higroskopik olan döner tip ısı değiştiricileri egzost havasının sıcaklık ve nemine bağlı olarak yaz şartlarında taze havanın hem nemini hem de sıcaklığını düşürür ve %75 entalpi verimliliğine ulaşır. Higroskopik olmayan döner tip ısı değiştiricileri ise aynı yaz şartlarında taze havanın yalnızca sıcaklığını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

6.5.2.2. Kış İşletmesi

Higroskopik olan döner tip ısı değiştiricileri yaklaşık 1,5 g/kg havalık nem transferi ile taze hava nemlendirilmesi işinin bir bölümünü sağlarlar. Higroskopik olmayan döner tip ısı değiştiricileri 0°C'ta yoğuşma meydana gelse bile don riski olmaksızın çalışmaya devam edebilirler. Bu durumda nem verimliliği %45'lere ulaşabilir.

6.5.2.3. Don Olayı

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



Şekil 6.32. Döner tip ısı değıştircisi, duyulur ve toplam ısı değıştircilerinde don olayı

geometrik ortalamasının 0'dan büyük olması durumunda don tehlikesi görülmez denilebilir.

Şekil 6.32'deki higroskopik ısı değıştircisi don riski olmaksızın çalışabilir.

Higroskopik olmayan ısı değıştircilerinde ise durum bu kadar basit değildir. Bu durumda hava hızı, ısı değıştircisi 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. Isı değıştircisi yüzeyinde biriken buz miktarı taze hava sıcaklığına, egzost havasının nem yüzdesine, ısı değıştircisi verimine ve dış hava şartlarını sürekliliğine bağlıdır.

Çiğlenme ve buzlanma oluşumu ısı değiştiricisi boyunca basınç düşüşünün artmasıyla ortaya çıkar. Bu olay soğuk hava girişinin ön ısıtılması veya ısı değiştiricisinde geri kazanılan enerji miktarının azalmasıyla önlenir. Ön ısıtma, ısıtıcı batarya (su-su) veya elektrikli ısıtıcıyla sağlanabilir. Isı değiştiricide geri kazanılan enerji ısı değiştiricisi dönme hızının kontrolü veya soğuk dış hava akımının bir kısmının çevreden dolaştırılmasıyla (by-pass) kontrol edilebilir. Bu metot, çıkış havasından kazanılan sıcaklık düşüşünü kompanse etmek için ek bir son ısıtma düzeneğine ihtiyaç duyar. Diğer bir yöntem de egzost hava akımının ısıtılmasıdır.

6.5.3. Verimlilik

Taze hava sıcaklık verimliliği : $\eta_{t2} = (t_{22} - t_{11}) / (t_{11} - t_{21})$

Taze hava nem verimliliği : $\eta_{x2} = (x_{22} - x_{21}) / (x_{11} - x_{21})$

t_{11}	:	Isı değiştiricisine giren egzost havası sıcaklığı	[$^{\circ}\text{C}$]
t_{12}	:	Isı değiştiricisinden çıkan egzost havası sıcaklığı	[$^{\circ}\text{C}$]
t_{21}	:	Isı değiştiricisine giren taze hava sıcaklığı	[$^{\circ}\text{C}$]
t_{22}	:	Isı değiştiricisinden çıkan taze hava sıcaklığı	[$^{\circ}\text{C}$]
x_{11}	:	Isı değiştiricisine giren egzost havasının özgül nemi	[g/kg hava]
x_{12}	:	Isı değiştiricisinden çıkan egzost havasının özgül nemi	[g/kg hava]
x_{21}	:	Isı değiştiricisine giren taze havanın özgül nemi	[g/kg hava]
x_{22}	:	Isı değiştiricisinden çıkan taze havanın özgül nemi	[g/kg hava]

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

Higroskopik ısı değiştiricilerinde maksimum dönme hızında ve eşit kütle akımında;

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

Higroskopik ısı değiştiricilerinde maksimum dönme hızında ve eşit olmayan kütle akımında;

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

Higroskopik olmayan ısı değiştiricilerinde maksimum dönme hızında ve eşit kütle akımında;

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

6.5.4. Performans

Döner tip ısı değiştiricilerinin performansı ısı değiştiricisinin verimliliği ve basınç kayıpları ile tanımlanır. Bir çok enerji geri kazanım uygulaması için ısı değiştiricilerinin yüzey hızı 2,5 m/s – 4,0 m/s arasında değişir. Düşük ısı değiştiricisi yüzey hızları; daha az basınç kaybına, yüksek verimliliğe ve düşük işletme maliyetlerine bunun yanında yüksek yatırım maliyetlerine, büyük ölçü ünitelere ve montaj yerlerine gerek duyar. Yüksek ısı değiştiricisi 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 ısı değiştiricileri 115.000 m³/h kapasiteye kadar tek üniteler halinde üretilir. Montajı, nakliyesi ve taşıma zorluklarından dolayı çapları 4250 mm'den daha büyük olamaz. Çoklu üniteler büyük tek sistem kapasitesi oluşturmak için kullanılır. Çalışma sıcaklıkları –60⁰C – 800⁰C arasında değişir. Yatay olarak monte edildiğinde 2400 mm'den daha büyük çaplı üniteler, ağırlıkları ve boyutlarından dolayı özel yapısal tasarımlar gerektirir.

6.5.5.Konstrüksiyon

Döner tip ısı değiştiricileri üzerinde yataklama merkezi ve şaftı bulunan bir rotor, tahrik kayışı ve bunların içinde toplandığı bir gövdeden oluşur. (Genceli, 1999)

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

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 ısı değiştiricisinin her iki tarafına kontrol delikleri koyulmalıdır.

6.5.6.Matris Malzemesi ve Geometrisi

Döner tip ısı değiştiricilerinde ısı transferi küçük (eşdeğer çapı = 1,3 mm-5 mm) 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 kullanma sebepleri şöyle sıralanabilir:

1. Birim hacimde en büyük yüzeyi vermesi
2. Oluklu ve düz plakaların birbirlerinin aralarına koyularak kolayca imal edilebilmeleri
3. Mekanik yönden güçlü olmaları

Üçgen pasajlardaki Reynolds sayısı 100-1000 arasında değişir ve akım laminardır. 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 $300 \text{ m}^2/\text{m}^3 - 3300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 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 yukarıdaki malzemelerden biri daha sonra da nemi geri kazanmak için kimyasal işlemler kullanılır: Alüminyum – Alüminyum Oksit ile Mineral – Lityum Klorit ile kaplanabilir.

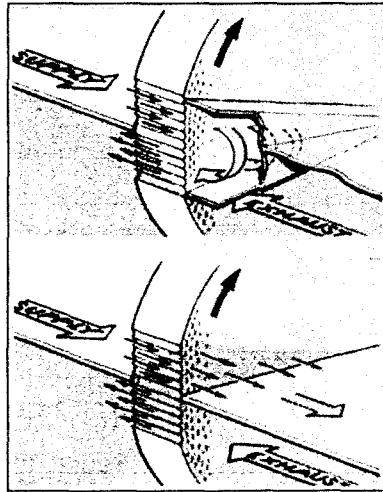
Deneyle göstermiştir ki türbülanslı akımın sağlanması amacıyla matris geometrisinin dalgalı plakalardan oluşumu ısı transferinin artışında etkilidir.

6.5.7.Çapraz Kirlenme

Daha önce de belirtildiği gibi egzost ve taze hava akımlarının geçiş kirlenmesi veya birbirlerine karışmasının iki temel nedeni vardır ve bunlar taşma (carry over) ve kaçak (leakage) olaylarıdır.

6.5.7.1.Taşma (Carry-over)

Egzost hava akımının, egzost ve taze havayı birbirinden ayıran, bölücü zara çok yakın akan bölümü, ısı değiştiricisi matris pasajlarına girdiği an, bu pasajlardan çıkana kadar rotorun bu bölümü



Şekil 6.33. Döner tip ısı değıştircilerinde taşma olayı. Üstteki şekilde purge var, alttakinde ise yoktur.

taze hava akımına girmiş olabilir. Bu durumda egzost havasının bir kısmı taze havaya taşınmış olur.

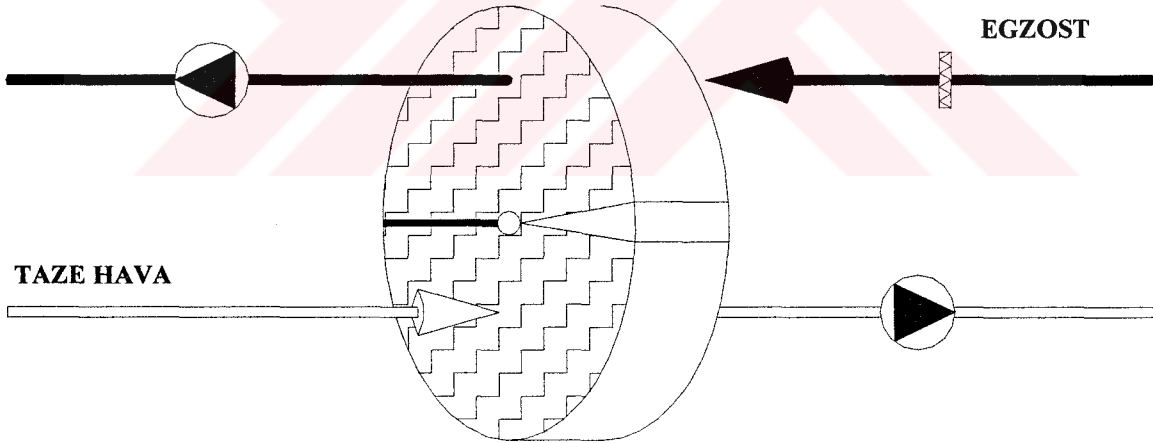
Taze havanın egzost havasına taşınması zararlı değildir. Bazı durumlarda egzost havasının, taze havaya taşınması ise istenmeyebilir. Böyle bir durumda ısı değıştircisinin egzost havası giriş tarafına bir purge bölümü ilave edilebilir. (Oğluata ve Küçük, 1997)

6.5.7.2. Kaçak (leakage)

Taze hava akımı ile egzost hava 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 ısı değıştircisinin yüzeyine sıkıca bastıramazlar. Bu sebeple bir miktar hava kaçak yapabilir. Böyle bir durumda da devreye fanların doğru yerleşimi girmektedir.

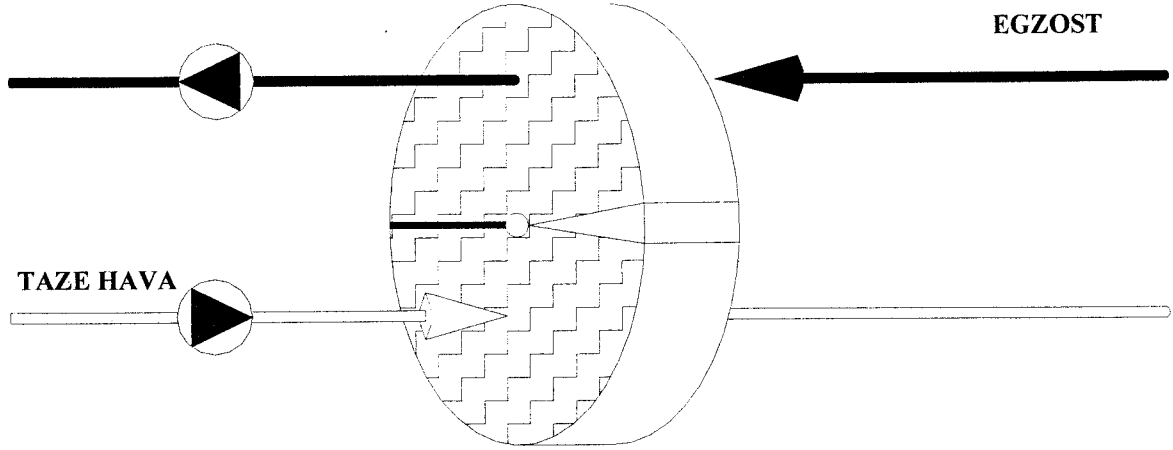
Fan yerleşimleri:

- a) Egzost Fanı : Egzost havasının ısı değıştircisi çıkışındaki tarafına
Temiz Hava Fanı : Temiz hava ısı değıştircisi çıkışındaki tarafa



Şekil 6.34.(a)

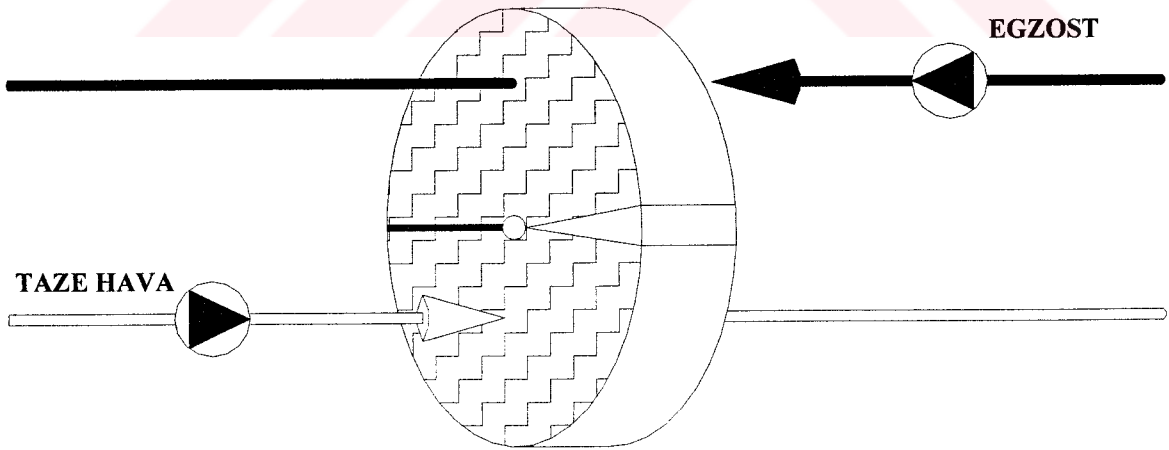
Fanların bu konumunda taze hava tarafından egzost havası akımına doğru bir basınç düşüşü oluşur. Basınç düşümünün miktarı da egzost havasına ısı değıştircisine girmeden önce koyulacak bir damperle sağlanabilir. Fanların bu şekilde yerleşimlerini gösteren şematik çizim Şekil 6.34. (a) 'da gösterilmiştir.



Şekil 6.34. (b)

- b) Egzost Fanı : Egzost havasının ısı değiştiricisi çıkışındaki tarafa
 Temiz Hava Fanı : Temiz havanın ısı değiştiricisi girişindeki tarafa

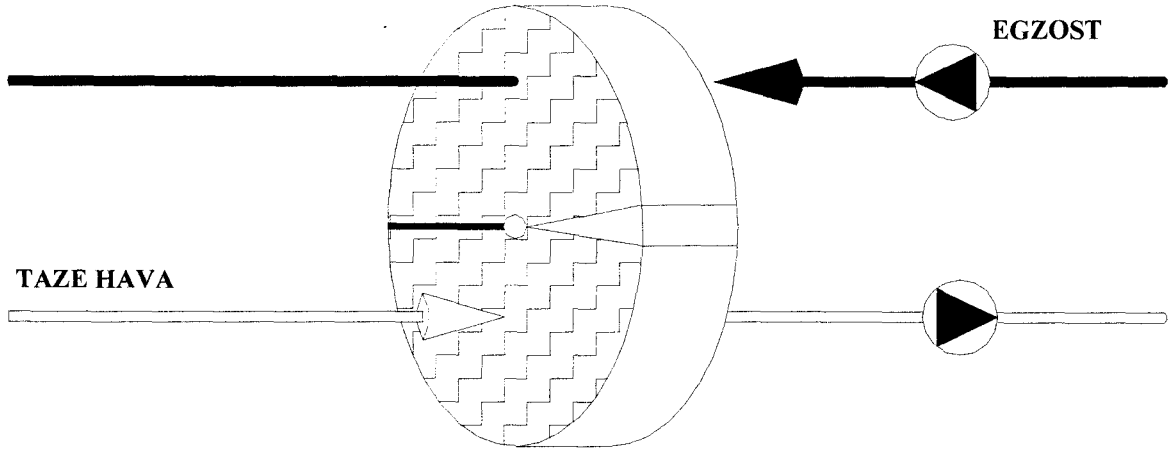
Fanların bu yerleşiminde egzost havasının taze havaya taşma tehlikesi yoktur. Fakat Taşma yönünden bir problem olmamasına karşın bu sistemde dikkat edilmesi gereken husus yüksek basınç farklarından kaçınılmasıdır. Bu sisteme göre fan yerleşimini gösteren şematik çizim Şekil 6.34. (b) 'de gösterilmiştir.



Şekil 6.34.(c)

- c) Egzost Fanı : Egzost havasının ısı değiştiricisi girişindeki tarafa
 Temiz Hava Fanı : Temiz havanın ısı değiştiricisi girişindeki tarafa

Fanların bu konumunda purge bölümünün çalışabilmesi için doğru basınç düşümünü sağlamak gerekir. Bu sistem ancak resirkülasyon havası kullanıldığında çalışır. [Şekil 6.34.(c)]



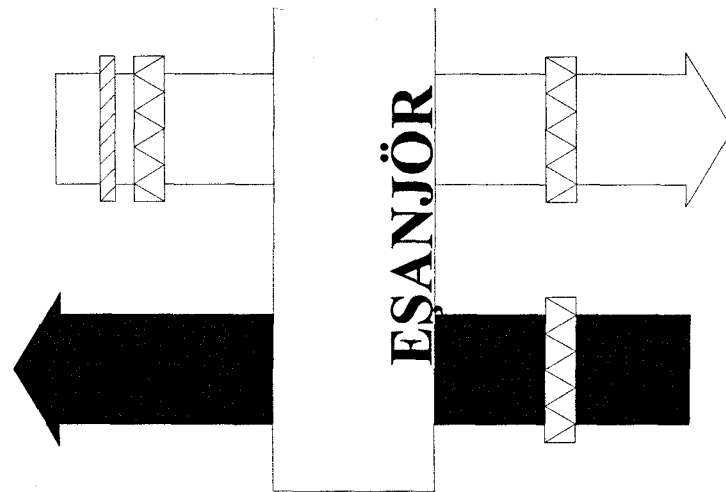
Şekil 6.34.(d)

- d) Egzost Fanı : Egzost havasının ısı değiştiricisi girişindeki tarafına
 Temiz Hava Fanı : Temiz havanın ısı değiştiricisi çıkışındaki tarafa

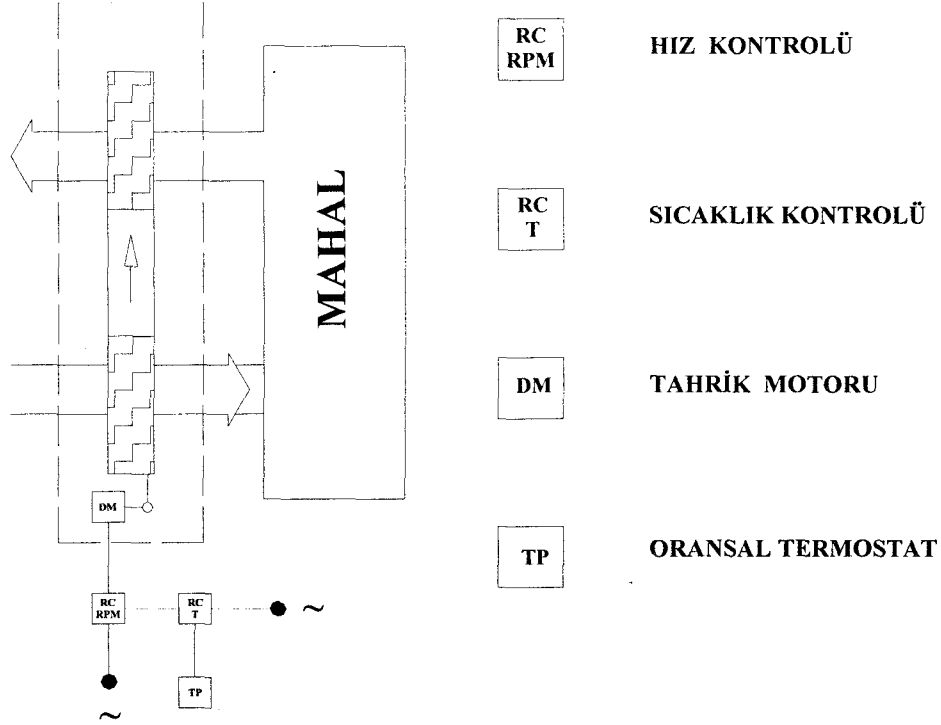
Fanların bu konumu ancak resirkülasyon havası kullanıldığında çalışır.[Şekil 6.34.(d)]

6.5.8.Filtrasyon

Isı değiştiricisine giren partikül 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 kendine temizleme özelliği avantajdır.



Şekil 6.35.Döner tip ısı değiştiricisinde filtre konumları



Şekil 6.36.Döner tip ısı değıştiricisinin tekerinin hız kontrolü

6.5.9.Kontrol Yöntemleri

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

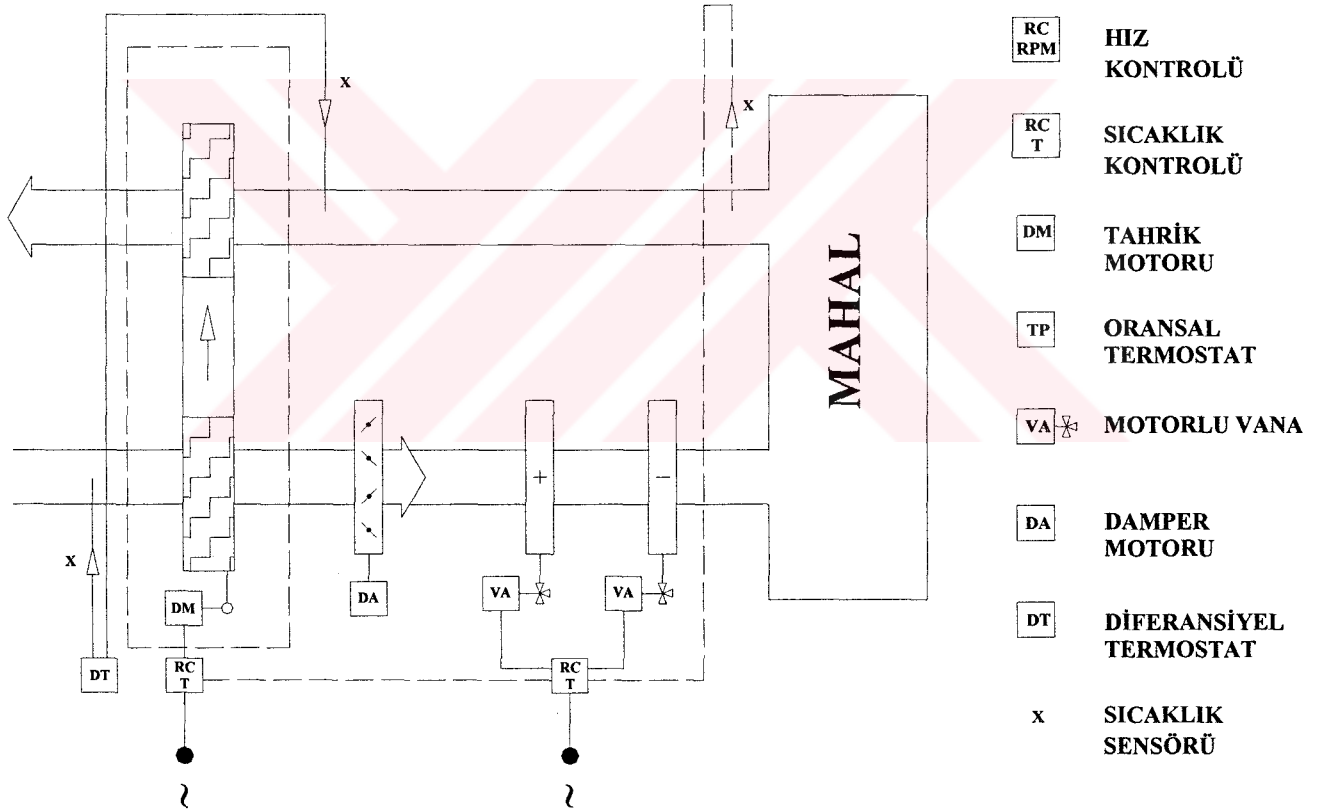
İkinci yöntem ise enerji geri kazanım hızını, ısı değıştiricisi dönme hızını değıştirerek ayarlamaktır. Hız arttıkça enerji geri kazanımının, teorik maksimum geri kazanma oranı yüzdesi artmakta ve belli bir hızdan sonra ise fazla etkilenmemektedir.

En uygun kullanılan hız değıştirici üniteleri, değışken hızlı DC motor ile silikon kontrollü düzeltici (SCR), histerisiz kavramalı sabit hızlı AC motor, AC indüksiyon motor ile frekans inverteridir.

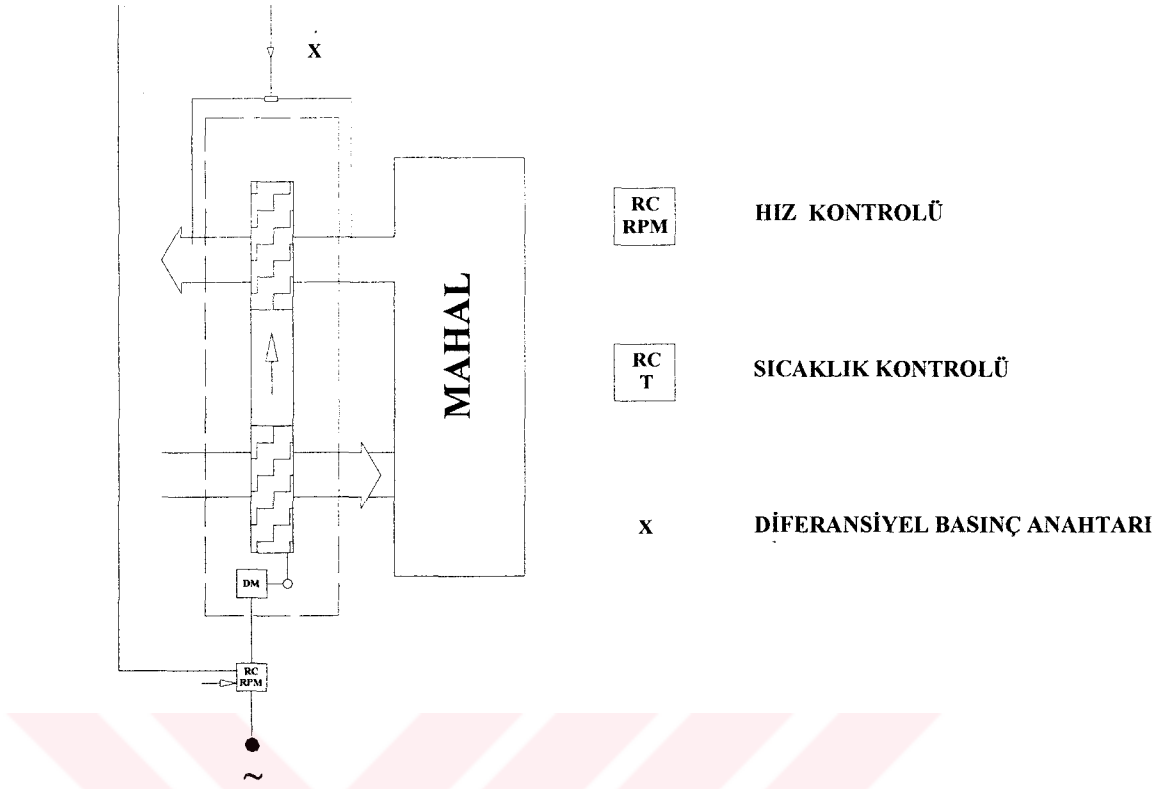
Bir ölü bant kontrolü (değıştiriciyi durdurmak veya sınırlamak için) hiç geri kazanım istenmediği durumlar da gerekli olabilir (Örneğin dış hava sıcaklığı, gereken taze hava sıcaklığından yüksek fakat egzost havası sıcaklığının altında ise). Dış hava sıcaklığı egzost havası sıcaklığından yüksekse, cihaz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

6.5.9.1. Isı ve Soğu Geri Kazanımı Kontrolü

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 ısı değiştiricisi en yüksek hızda dönmeye başlar. Eğer sistemde soğutma yapılmıyorsa ve sıcaklık düşmeye devam ediyorsa ısı değiştiricisi harekete geçer ve hızı sıcaklık düşümü kadar artar. Eğer ısı değiştiricisi en yüksek hızına ulaşmasına rağmen ısıtma gücü artışı gerekiyorsa ısıtıcı batarya devreye girer. Eğer dış hava sıcaklığı egzost sıcaklığından yüksekse ısı değiştiricisi en yüksek dönme hızıyla dönmelidir. Yukarıda kısaca açıklaması yapılan ısı ve soğu geri kazanımı kontrolü sistemi Şekil 6.37’de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 6.37. Döner tip ısı değiştiricisinin ısı ve soğu geri kazanımı



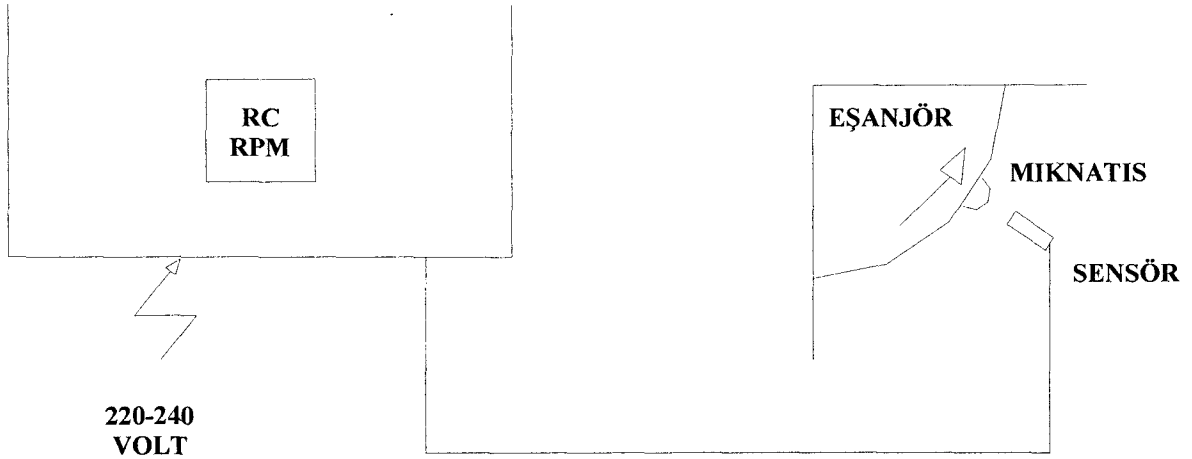
Şekil 6.38. Döner tip ısı değiştiricisinin don kontrol devresi

6.5.9.2. Don Kontrolü

Eğer ısı değiştirici çok düşük dış hava şartlarında veya yüksek nemli egzost havası şartlarında çalışıyorsa oluşabilecek don olayını göstermek üzere bir don kontrol devresi kurulabilir. (Şekil 6.38) eğer basınç düşümü 2 nolu diferansiyel basınç anahtarı üzerinde ayarlanan “set” değerini aşarsa ve ısı değiştirici frekans kontrollü bir motorla tahrik ediliyorsa (devri ayarlanabilir) ısı değiştirici 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 ısı değiştiricisinin defrostu sağlanır.

6.5.9.3. Isı Değiştiricisi Hız Kontrolü

Bu kontrol devresi eğer ısı değiştiricisi hızı otomatik kontrol sistemi tarafından ayarlanan hız ile aynı değilse sinyal verir. Bu sistem şematik olarak Şekil 6.39’da gösterilmiştir. Eğer sistemde birden fazla ısı değiştiricisi kullanılıyorsa her ısı değiştiricisinin ayrı bir hız kontrol elemanı olmalı ve hepsi aynı anda kontrol edilebilmelidir.



Şekil 6.39. Döner tip ısı değıştiricisinin tekerinin hız kontrol devresi

6.5.10. Döner Tip Isı Değıştiricilerinin Rotor Malzemesinin Seçimi

Çizelge 6.6. Döner tip ısı değıştiricilerinde rotor malzemesi seçimi

ISI TRANSFERİ	ROTOR MALZEMESİ	SICAKLIK	UYGULAMA ALANI
Higroskopik	Alüminyum	75 ⁰ C	Korozyon tehlikesi olmayan konfor sınıfı ortamlar
Higroskopik olmayan (non-higroskopik)	Alüminyum	75 ⁰ C	Kuru toz partiküllü veya çözücü içeren egzost havası Korozyon tehlikesi yok
Higroskopik olmayan (non-higroskopik)	Alüminyum alaşımli	75 ⁰ C	Kuru toz partiküllü veya çözücü içeren egzost havası Korozyon tehlikesi taşıyan
Higroskopik	Alüminyum alaşımli	75 ⁰ C	Korozyon tehlikesi olmayan konfor sınıfı ortamlar

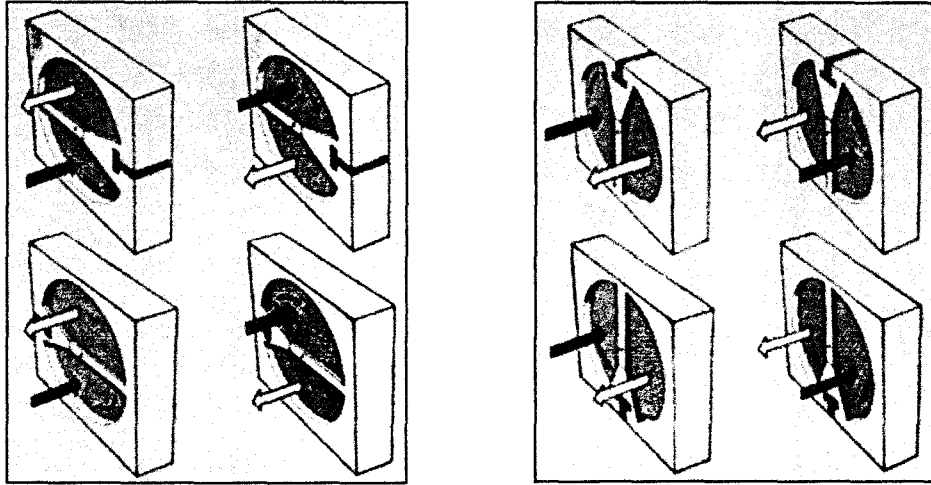
6.5.11. Bakım

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

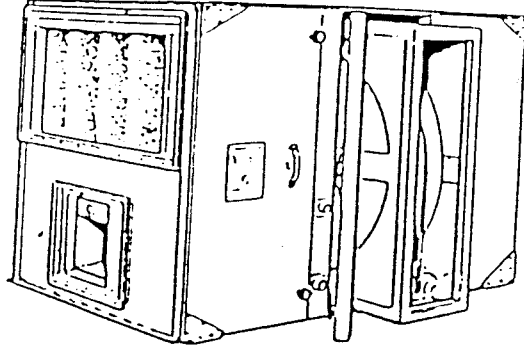
1. Eğer ısı değiştiricisi ortamı toz veya diğer yabancı maddelerin birikmesi sonucu kirlenmişe, imalatçının bakım talimatları doğrultusunda temizlenmelidir. Toplam ısı geri kazanımı için sıvı nem alıcı ile imal edilmiş ısı değiştirici ortamı bu temizlik sırasında ıslatılmamalıdır.
2. Tahrik motoru bakım 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 döndürölüp alttan kesilecektir.
3. Isı değiştirici düzenli olarak uygun kayış veya zincir gerilimi kontrol edilmelidir.
4. Yedek ve değiştirilen parçalar imalatçı talimatına uygun olmalıdır.

6.5.12.Döner Tip Isı Değiştiricilerinin Uygulama Şekilleri ve Uygulama Alanları

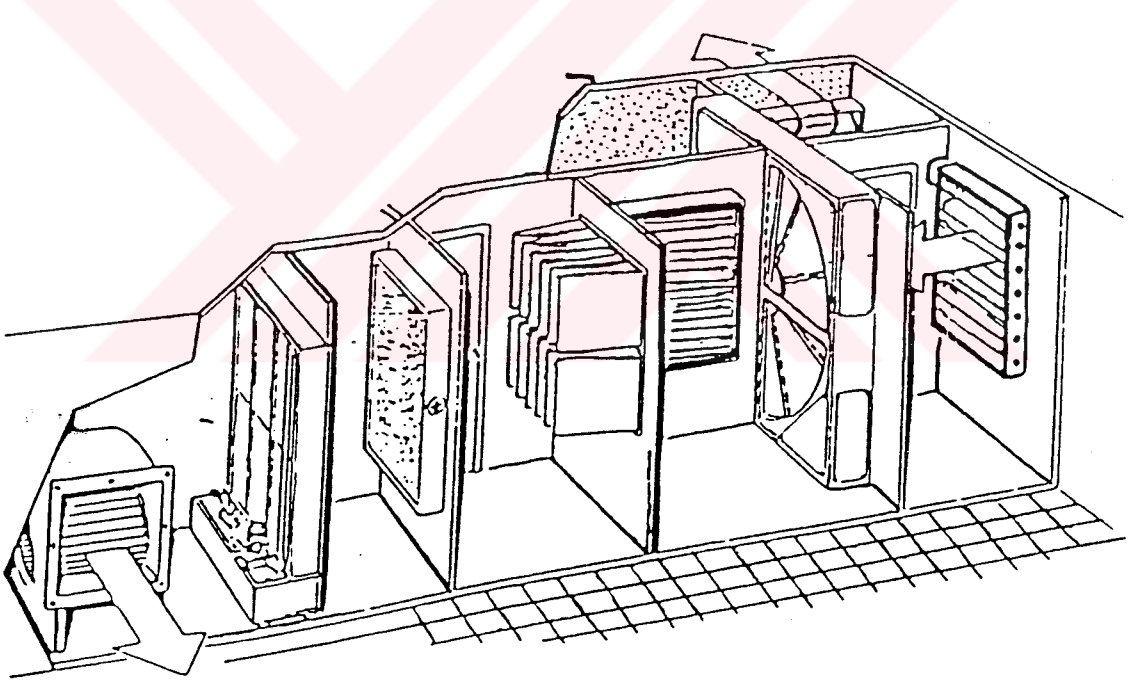
Döner tip ısı değiştiricileri düzgün bir destek yüzeyine monte edilmeleri Şartıyla yatay veya düşey Şekilde konumlandırılabilirler. Şekil 6.40, Şekil 6.41, Şekil 6.42 ve Şekil 6.43’de klima sistemine uygulama Şekilleri gösterilmiştir.



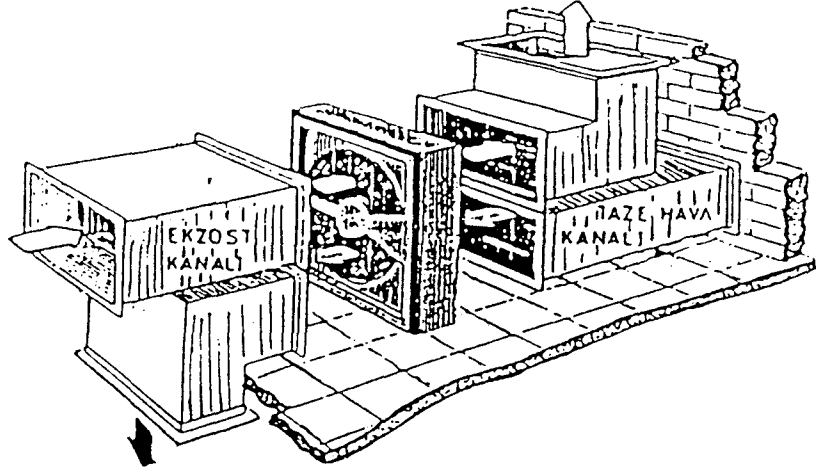
Şekil 6.40.Döner tip ısı değiştiricilerinin uygulama Şekilleri (1)



Şekil 6.41.Döner tip ısı değiştiricilerinin uygulama şekilleri (2)



Şekil 6.42.Döner tip ısı değiştiricilerinin uygulama şekilleri (3)



Şekil 6.43.Döner tip ısı değiştiricilerinin uygulama şekilleri (4)

7.ŞARTLANDIRMA DAİRELERİNDE KULLANILAN KURUTUCULAR ve BUNLARDA ENERJİ TASARRUFU İMKANLARI

Yaş bir işleme tabi tutulmuş veya yıkanmış bir tekstil mamulü, banyodan hiç sıkmadan çıkarıldığında üzerindeki ağırlığının %150-700'ü kadar su bulunmaktadır. Bu suyun nasıl uzaklaştırılabileceğini incelemeye başlamadan önce, suyun tekstil mamulünün neresinde bulunduğunu bilmekte yarar vardır. (Flumen ARGE, 1995)

Yaş bir tekstil mamulünün üzerindeki suyun hepsi aynı durumda bulunmayıp, bulunduğu yere ve tekstil mamulüyle arasındaki bağ durumuna göre şu ayırım yapılabilir:

a) Damlayan Su : Liflere hiçbir şekilde bağlı olmayan bu su kısmı , kendi ağırlığının etkisiyle aşağıya doğru akar ve tekstil mamulünün alt tarafından damlar. Bu su kısmının mekanik yollarla uzaklaştırılması kolaylıkla mümkündür.

b) Yüzey Su: İpliklerin yüzeyine adhezyon kuvvetleriyle bağlı olan bu su kısmının uzaklaştırılması için, daha yoğun mekanik kuvvetlere gerek vardır. Fakat genellikle bu suyun da tamamı ön kurutma sırasında uzaklaştırılabilir.

c) Kapillar Su: İpliklerin içerisinde liflerin yüzeyine adhezyon kuvvetleriyle bağlı olan bu suyun ön ısıtma sonucunda ancak bir kısmı uzaklaştırılabilir.

d) Şişme Su: Liflerin içerisinde miseller arasında bulunan bu su kısmı, lif kesitlerinin şişmesine yol açmaktadır. Lif moleküllerine dipol kuvvetleriyle bağlı olan bu su kısmının mekanik kuvvetlerle uzaklaştırılması mümkün değildir. Şişme suyu liflerden ancak ısı enerjisi yardımıyla uzaklaştırılabilir.

e) Kristal Suyu (higroskopik nem): Şişme suyu gibi liflerin içerisinde miseller arasında bulunan bu su, normal kuru bir tekstil mamulünde bulunması gereken nemdir. Bu nedenle iyi bir kurutmanın sonunda, bu su kısmının liflerde kalması sağlanmalıdır. Higroskopik nemi uzaklaştırılan bir mamulün tutumu bozulur ve yün gibi bazı liflerde bu su bir kere uzaklaştırıldı mı, lifler tarafından higroskopik olarak bir daha aynı miktarda alınamaz.

Tekstil mamullerinin kurutulmaları sırasında unutulmaması gereken önemli bir nokta, suyun ısı enerjisi yardımıyla uzaklaştırılmasının, mekanik kuvvetler yardımıyla uzaklaştırılmaya nazaran çok pahalı olduğu hususudur.

Bu nedenle suyun mümkün olan kısmı (damlayan su, yüzey suyu ve kapillar suyunun bir kısmı) mekanik yolla uzaklaştırılmalı ve ancak bu şekilde uzaklaştırılmayan kapillar suyunun bir kısmı ile şişme suyu ısı enerjisi yoluyla uzaklaştırılmalıdır.

7.1.Ön Kurutma

Son yıllarda kurutma konusundaki en belirgin gelişme, ısı enerjisi ile uzaklaştırılacak su miktarını mümkün derece düşük tutma esasına dayanmaktadır. Bu ise iki ana prensibe göre sağlanabilmektedir.

- a) Az flote aldirarak aplikasyon (aktarma, püskürtme, köpükle aplikasyon yöntemlerinin uygulanması)
- b) Daha etkin ön kurutma yöntemlerinin uygulanması

Ön Kurutma:

- Sıkma
- Santrifujlama
- Emme ve püskürtme

yöntemlerine göre yapılabilmektedir. Bunlardan, çok etkili bir ön kurutma yöntemi olan santrifujlama kesikli çalıştığından ve halat halinde kumaşlara uygulanabildiğinden, açık elyaf, çile, bobin, trikotaj kurutmasında önemli bir uygulama alanı bulurken, kumaş kurutmasında önemi azalmaktadır.

Sıkma özellikle açık en kumaşlarda bugün için de en fazla uygulanan ön kurutma yöntemidir. Üzeri yapay reçinelerle yapıştırılmış liflerle kaplanmış özel merdaneler kullanarak veya Q-S (sıkma-emme) tekniğini uygulayarak sıkma sonucu mamulde kalacak su miktarı düşürülebilir. Hydrofuga makinesinde normal bir su kalandırından farklı olarak, eğik konumdaki sıkma merdanelerinin etrafında iki tane sonsuz keçe (sağlamlaştırılmış vatka) bulunmaktadır. Kumaş, sıkma merdanelerine geldiğinde ve merdaneler arasından geçtikten sonra da kısa bir mesafeyi bu keçeler arasında kat etmektedir. Hidrofil malzemedden yapılmış keçelerin su alma yeteneği çok yüksek olup, kuru ağırlıklarının %2000'i kadar su emip tutabilmektedirler. İyi bir ıslanma sağlamak için, keçeler ve kumaş tam sıkma merdaneleri arasına girerken su püskürtülmektedir. Sıkma merdaneleri arasına giren keçeler, uygulanan basıncın etkisiyle serbest kalınlıklarının %10'una kadar ezilmekte ve üzerlerindeki su miktarı %100'e düşmektedir. Bundan sonraki kısımda ise, ezilmiş olan keçeler tekrar açılırken, aralarında bulunan kumaştaki suyu sünger gibi emmektedirler. Ancak bu prensibe göre çalışan bütün yöntemlerde olduğu gibi, Hydrofuga'da da hidrofob sentetiklerin ön kurutulmasında çok iyi sonuçlar alınırken, hidrofil doğal liflerden yapılmış mamullerde aynı etki sağlanamamaktadır. Bu durumda Çizelge 7.1'de gösterilmektedir.

Hydrofuga makinesinin ülkemiz için bir mahzuru da, kullanılan özel keçelerin (sağlamlaştırılmış vatka) kullanılma ömürlerinin kısa olmasıdır. Bu keçelerin ortalama 1 milyon metre kumaş geçinden sonra yenilenmesi gerekmektedir.

Çizelge 7.1. Hydrofuga ve fulardda yapılan ön kurutmaların karşılaştırılması

Malın Cinsi	Fulard'da	Hydrofuga'da
	50 kg/cm ² lik basınçla sıkma sonucu malda kalan su miktarı	
%100 PA trikotaj (86 g/m ²)	%42	%19,1
%100 PES trikotaj (210 g/m ²)	%56,5	%16,4
PES/Co 67/33 (95 g/m ²)	%47,2	%44,2

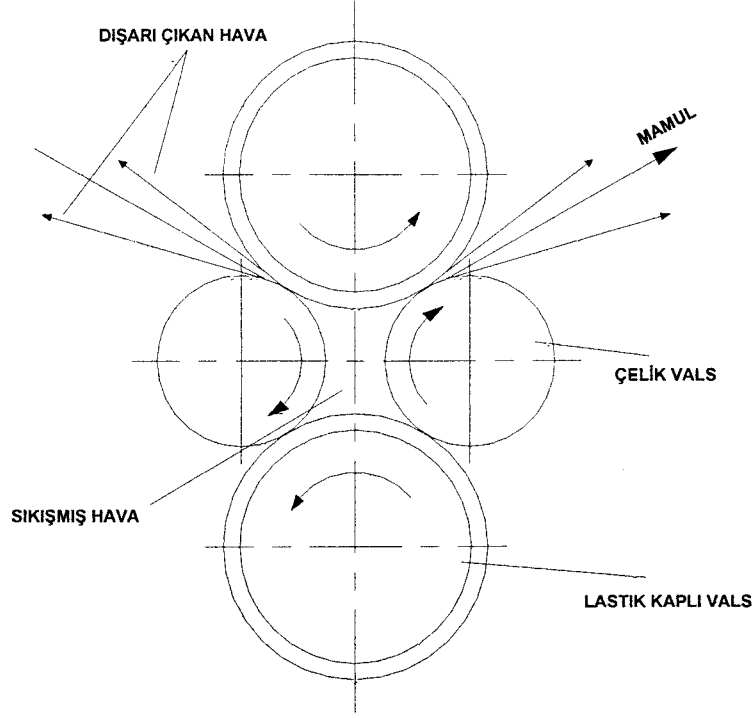
Emme veya püskürtme prensibine göre çalışan ön kurutma makinelerinin de son yıllarda bazı farklı konstrüksiyonları geliştirilmiştir. Monforts firması tarafından geliştirilen Matex-Vac makinesi esasında emme prensibine göre çalışmaktadır. Fakat bu makinede emme, tekstil mamulünü bir delikli tambur ile hava geçirmez bir taşıma bandı arasından geçirerek yapılmaktadır. Delikli tamburun üstü özel bir keçe ile kaplı olduğundan, bu makinede emmenin yanında kılcal kurutma da önemli bir rol oynamaktadır.

Kumaş önce tekmeden geçirilip merdaneler arasında hafif bir şekilde sıkıldıktan sonra emme tamburuna gelebileceği gibi, doğrudan emme tamburuna da gönderilebilir. Yalnız üzerinde damlayan suyu da bulunan mamulün önce sıkma merdaneleri arasından geçirilmesinde fayda vardır, aksi takdirde emme tamburundaki pompanın çok büyük tutulması gerekir. Bu makinelerde 9 kW gücünde bir pompa kullanılmaktadır.

Kurutulacak mamul basınç altındaki merdaneler arasından geçirilmediğinde, delikli tamburla taşıma bandı arasından geçen mamule sadece 0,8 kg/cm² 'lik bir basınç etki etmektedir. Özel donatım yardımıyla boyuna (çözgü yönünde) germe de düşük tutulabilir ve böylece bu makineler trikotajların ön kurutması için de kullanılabilirler.

Çizelge 7.2. Değişik liflerden yapılmış tekstil mamullerinde merdaneler arasındaki sıkma ve Matex-Vac makinesinden geçirme sonucu kalan su miktarlarına örnekler

Mamulün Yapıldığı Liflerin Cinsi	Sıkma Sonucu Kalan A _F	Matex-Vac'dan Geçirme Sonucu Kalan A _F
Polyester	%110	%30
Polyester/Yün	%55	%45
Poliakrilnitril	%110	%60
Pamuk	%80	%85



Şekil 7.1. Roller jet squeezer ön kurutma makinesinin çalışma prensibi

Tablodaki değerlerin incelenmesi sırasında görüleceği gibi, Matex-Vac sentetik liflerden yapılmış mamullerde, sıkma merdanelerine nazaran oldukça daha etkili bir ön kurutma sağlarken, doğal veya doğal/sentetik lif karışımlarından yapılmış mamullerde bu avantajlı durumu ortadan kalkmaktadır.

Hikosaka firması tarafından geliştirilen “Roller-jet-squeezer” makinesinde (Şekil 7.1) dört tane merdane arasında kalan boşluğun iki yan tarafı da kapalıdır ve boşlukta basınçlı hava bulunmaktadır. Genel olarak iç ve dış basınç arasındaki oran kritik üstüdür. Kumaşın merdaneler arasındaki bu boşluğa girdiği ve çıktığı yerde, basınç altındaki hava kumaş içerisinden geçerek dışarı çıkmakta ve bir miktar nemi de beraberinde götürmektedir. Makinenin ilginç bir yönü de, aynı anda altta ve üstte iki ayrı partinin ön kurutmasının yapılabilmesidir. Elde edilen ön kurutma değerleri (mamulde kalan su miktarı) makinedeki hava basıncına bağlıdır. İyi bir ön kurutma için hava basıncının 3-4 atü olması gerektiğinden bu tip makinelerin enerji gereksinimleri oldukça yüksektir.

Pletec firması tarafından imal edilen, hava yastığı sıkma sistemli makinelerin çalışma prensibi “OPI prensibi” olarak bilinmektedir. Bunlarda yaş kumaş basınç altındaki ve prizma şeklindeki bir bölmeden geçirilmektedir. Bu bölmede kumaşın giriş tarafında Venturi düzesi, çıkış tarafında ise labirent tipi bir conta bulunmaktadır. Elde edilen ön kurutma değerleri bu makinede de düzedeki hava basıncına bağlı olarak değişmektedir.

Basit, fakat önemli derecede enerji tasarrufu sağlamaya yardım eden bir emme donatımı da Jawetex firması tarafından dizayn edilmiştir. Donatımın esasını yarıklı bir emme borusu ile bu borunun bağlı bulunduğu su ayırıcı ve emme pompası oluşturmaktadır. 1 x 2 m² yer ihtiyacı olan donatım herhangi bir fulardın arkasına veya kurutma makinesinin girişine kolaylıkla monte edilebilmektedir. Böylece sıkma yoluyla ön kurutmadan geçen mamul bir de bu emme borusunun üzerinden geçince, mamulün tipine bağlı olarak %12-30 kadar daha flotte kaybetmektedir. (Su ayırıcıda toplanan bu flotte istenirse atık su kanalı yerine, fulard teknesine geri de gönderilebilir.) Böylece pahalı olan ısı enerjisiyle kurutmada uzaklaştırılacak su miktarı da azalmış olmaktadır. Emme donatımı iki fulard arasına konulduğunda, yaştan-yaşa emdirme yöntemine göre çalışmalar da kolaylaşmaktadır.

Emme donatımı yardımıyla %15'lik bir ek ön kurutma etkisi sağlandığı varsayırsa, 60 m/dak hızla çalışıldığında ve mamulün metretül ağırlığı 300 g olduğunda, emme donatımında saatte 162 kg su uzaklaştırılacaktır. Ramözde 1 kg suyun uzaklaştırılması 900 kcal/kg enerji gerektirdiğine göre, saatte

$$900 \text{ kcal/kg} \times 162 \text{ kg/h} = 145.800 \text{ kcal/h} = 291 \text{ kg Buhar}$$

buhar tasarrufu sağlanacaktır. Emme pompasının gücü 15 kW olduğuna göre 1 saatteki net enerji gideri tasarrufu:

$$145.800 \text{ kcal} = 170 \text{ kW} \quad \rightarrow \quad 170 - 15 = 155 \text{ kWh 'tır.}$$

7.2.Esas Kurutma

Mekanik etkilerle sağlanan ön kurutmadan ayırt edebilmek için ısı enerjisiyle yapılan kurutmalara “esas kurutma” denir. Şartlandırma dairelerinde en fazla enerji tüketilen işlemlerden birisi de, bu esas kurutmalar ile benzeri makinelerde yapılan termofiksaj, kondensasyon ve termosolleme işlemleridir. Bu işlemlerin aynı makinelerde yapılabilmesinin yanında müşterek tarafları, işlem sırasında mamulün ya kuru durumda bulunması veya yaş ise kurumasıdır. O nedenle bütün bu işlemlere aplikasyon ve yıkama işlemlerinden farklı olarak “kuru işlemler” denir.

Mekanizmaları ve enerji tüketimleri bakımından kurutma ile termofiksaj, kondensasyon ve termoselleme önemli farklılıklar göstermektedirler. Bu nedenle, ayrı ayrı incelenmeleri gerekir., fakat diğer taraftan aynı makineler kullanıldığından müşterek tarafları vardır. Bu nedenle esas kurutma açıklanırken diğer kurutma işlemlerine de değinilmesi gereklidir.

Yaş bir şartlandırma işlemine ait:

$$H = [\Sigma R.\Delta T.F_1 + N.E.Q].F_2 + F_3. W$$

enerji tüketim formülünün birinci kısmı aplikasyon ve yıkama işlemlerindeki enerji tüketimini gösterir. Kuru işlemlerin enerji tüketimi ise formülün

N.E.Q

bölümü ile büyük parantezin dışındaki F_2 faktörü tarafından belirlenmektedir.

N : Mamulün şartlandırma dairesindeki işlemler sırasında kaç kere kurutulduğunu belirten rakamdır. Kurutmada en kolay enerji tasarrufu yolu, yalnız mamul enerjisi işletmeyi terk etmeden önce bir kere kurutma yapmaktır. Ancak Fransa'da yapılan bir araştırma; kasar, boya ve basma, apre gören bir mamulün şartlandırma dairesinde ortalama 3 kere kurutmadan geçtiğini ortaya çıkarmıştır. Yaştan-yaşa çalışma şekli daha fazla uygulanarak bu rakam 2'ye düşürülebilir.

E : 1 kg mamul üzerindeki, esas kurutmada uzaklaştırılacak kg su miktarıdır. Bu rakamın küçültülmesi, aplikasyon ve ön kurutma işlemlerinin bilinçli bir şekilde yapılmasına bağlıdır.

Q : 1 kg suyun buharlaştırılması için fiilen sarf edilen kcal enerji miktarıdır. 20°C sıcaklıktaki 1 kg suyun 100°C 'a kadar ısıtılıp buharlaştırılması için gerekli enerji, teorik olarak sabittir ve $80 + 540 = 620$ kcal'dir. Ancak kurutma makinesindeki çeşitli kayıplar (mamulün ısınması, ısıtım yoluyla çevreye, sıcak kurutma gazıyla havaya giden kayıplar) nedeniyle bu rakam 2500 kcal/kg'ın üstüne çıkabilmektedir. Kurutmalarda enerji tasarrufunda birinci amaç bu rakamı , teorik değer olan 620 kcal/kg'a mümkün derece yaklaştırmaktır. Isı pompalarıyla 1 kg suyun 400 kcal enerji sarf ederek buharlaşması mümkündür.

F_2 : Isıtma sistemindeki enerji kayıpları faktörüdür. Ancak yaş işlemlerden farklı olarak bazı kurutma makinelerinde merkezi ısıtma sistemi (buhar sistemi) yerine, yerel ısıtma sistemleri de (kızgın yağ devridaimi, doğal gazla direkt ısıtma) kullanılabildiğinden bu faktör önemli bir katsayı haline gelir. Bu faktör kötü bir merkezi buhar sisteminde 3'e kadar çıkabildiği gibi, doğal gazla yapılan optimal bir direkt ısıtmada 1,1'e kadar düşürülebilmektedir.

1 kg pamuklu kumaşın kurutulması için tüketilecek enerji miktarının (E, Q ve F_2) değerlerine bağlı olarak hangi sınırlar arasında değiştiği Çizelge 7.3.'te görülmektedir. Bu büyük farklılığa bir de kullanılacak yakıtların fiyatları arasındaki fark eklenince, 1 kg pamuklu kumaşın kurutulması için harcanan yakıt giderleri inanılmayacak derecede farklı çıkabilmektedir.

Çizelge 7.3. 1 kg Pamuklu kumaşın kurutulması için tüketilen enerji miktarının çalışma şartlarına bağlı olarak değişmesi

Değer	Birim	Çalışma Şartları		
		Çok İyi	Orta	Kötü
Maldaki Su Miktarı	kg ₁ /kg ₂	0,3	0,6	0,9
Kurutucunun Özgül Isı Tüketimi	kcal/kg ₁	800	1300	1800
Isı Sistemi Verim Derecesi	%	85	60	35
Toplam Özgül Primer Enerji Tüketimi	kcal/kg ₂	282	1300	4628
1) kg su 2) kg mal				

Isı Enerjisi ile yapılan kurutulmalarda halen 5 ana prensip uygulanabilmektedir:

1. Taşınım Kurutma : Genellikle gaz halindeki bir maddedeki (örneğin havadaki) ısının, bu gazın kurutulacak olan mamule değerek geçmesi sırasında mamule, mamuldeki su buharının da kurutma gazına transferi
2. İletim Kurutma : Maddelerin (sıcak bir yüzeyle kurutulacak mamulün) birbirine değmesi sonucu, ısının sıcak maddeden daha soğuk olan maddeye transferi.
3. Işınım ile Kurutma : Isının elektromanyetik dalgalar halinde , daha sıcak olan maddeden daha soğuk olan maddeye transferi.
4. Yüksek Frekansla / Mikro Dalgalarla Kurutma : Yüksek frekanslı alternatif akım alanında kalan su moleküllerinin, sürekli olarak yerleşim şekillerinin değişmesi sırasındaki sürtünmeyle, kurutulacak malın içerisinde ısı açığa çıkması (elektrik enerjisinin kinetik enerjiye, kinetik enerjinin ısı enerjisine dönüşmesi)
5. Yakarak Kurutma : Uzaklaştırılacak sıvının bir kısmının yanıcı olması halinde, bunun buharlarının yakılmasıyla, doğrudan kurutulacak malın çevresinde ısı açığa çıkması.

Bu prensiplerden sonuncusu yalnız tekstil yüzeylerinde uygulanabilen ve daha yeterince oturmamış yeni bir yöntemdir. (Remaflam) Işınlama ve yüksek frekans ile kurutma ise, yüksek elektrik enerjisi tüketimi nedeniyle Türkiye’de ancak kısıtlı bir uygulama alanı bulabilmiştir. İletim kurutma da şartlandırma dairelerinde yalnız tekstil yüzeylerinde uygulandığından, her durumdaki (elyaf, ön iplik, iplik, tekstil yüzeyi, şekillendirilmiş mamul) tekstil ürünlerinin kurutulmasında en fazla kullanılan yöntem, taşınım kurutmadır.

7.2.1. Taşınım ile Kurutma

Taşınım kurutma sırasında, sıcak kurutma gazının nemli tekstil mamulüne teması sonucu iki taraflı bir ısı ve kütle transferi meydana gelmektedir: (

- Sıcak kurutma gazından nemli tekstil mamulüne doğru ısı transferi
- Nemli tekstil mamulünden kurutma gazına doğru da su buharı (yani kütle) transferi

Ancak kurutulacak tekstil mamullerinde bulunan suyun hepsi yüzeyde ve mamule zayıf fiziksel güçlerle tutunmuş durumda bulunmadığından (yüzey suyu, kılcal su, şişme suyu, higroskopik nem), kurutma sırasında ısı ve kütle transferi baştan sona kadar aynı hız ve miktarda meydana gelmemektedir. Bu nedenle kurutmayı 3 adımda incelemekte fayda vardır.

1. Adım

Başlangıçta kumaşın, ipliklerin yüzeyinde yeterli miktarda nem bulunduğu sürece, kurutma gazının sıcaklığı kaç derece olursa olsun tekstil mamulünün sıcaklığı, yüzeydeki su buharı karışımının soğuma sınır sıcaklığında (yaş termometre sıcaklığı) sabit kalmaktadır. Bu sıcaklık da karışımdaki su buharı miktarına bağlı olarak 55-80°C arasında bir değerdir.

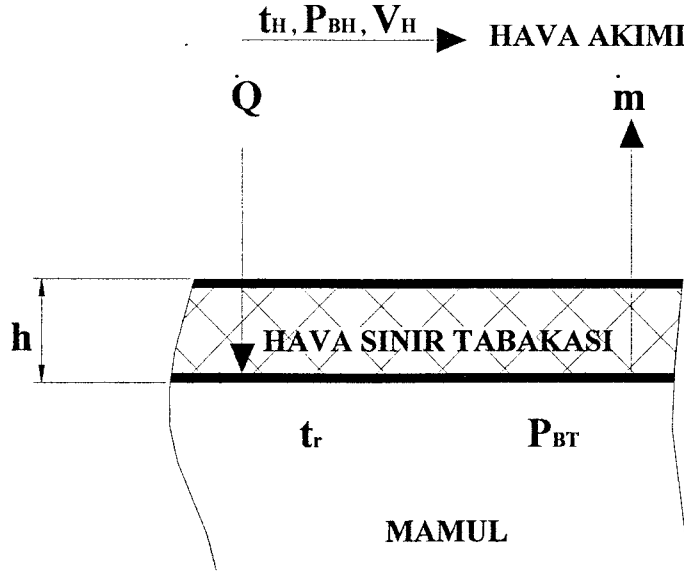
Bu adımda suyun buharlaşması mamulün yüzeyinde meydana gelmektedir ve gerek ısı gerekse kütle transferi için sadece yüzeydeki ince bir hava sınır tabakasının aşılması söz konusudur. Kumaşın yüzeyinden kurutma gazına su buharının transferi, kütle transferi kanunlarına uymaktadır.

$$m = A \cdot \beta / (R \cdot T) (P_{BT} - P_{BH})$$

$$\beta = D / h$$

m	:	Birim zamanda buharlaşan su miktarı
A	:	Transfere katılan yüzey (m ²)
β	:	Kütle transferi katsayısı (m/s)
D	:	Difüzyon katsayısı (m ² / s)
h	:	Sınır tabakanın kalınlığı (m)
R	:	Gaz sabiti
T	:	Mutlak sıcaklık (K)
P _{BT}	:	Tekstil mamulünün yüzeyindeki su buharının kısmi basıncı (N / m ²)
P _{BH}	:	Kurutma havasındaki su buharının kısmi basıncı (N / m ²)

Sıcak kurutma gazından tekstil mamulüne doğru olan ısı transferi ise aşağıdaki denklem ile belirlenebilir:



Şekil 7.2. Taşınım kurutmanın 1.adımında kütle ve ısı transferinin şematik gösterimi

$$Q = A \cdot \alpha \cdot (t_H - t_T) \quad \alpha = \lambda_L / h$$

- Q : Birim zamanda meydana gelen ısı transferi
 α : Isı transferi katsayısı (W/m²K)
 t_H : Kurutma havası sıcaklığı (°C)
 t_T : Tekstil mamulü sıcaklığı (°C)
 λ_L : Sınır yüzeydeki ısı iletkenliği

Kurutmanın bu adımında, kurutma hızı kurutucunun çalışma şartlarına (kurutma gazı sıcaklığı, hızı, su buharı basıncı...vs) bağlı olup, kurutulacak mamulün özellikleriyle değişmemektedir. Isı ve kütle transferi için sadece yüzeydeki bir hava sınır tabakasının aşılması gerektiğinden, kurutma (suyun uzaklaşması) bu adımda en hızlıdır.

2. Adım

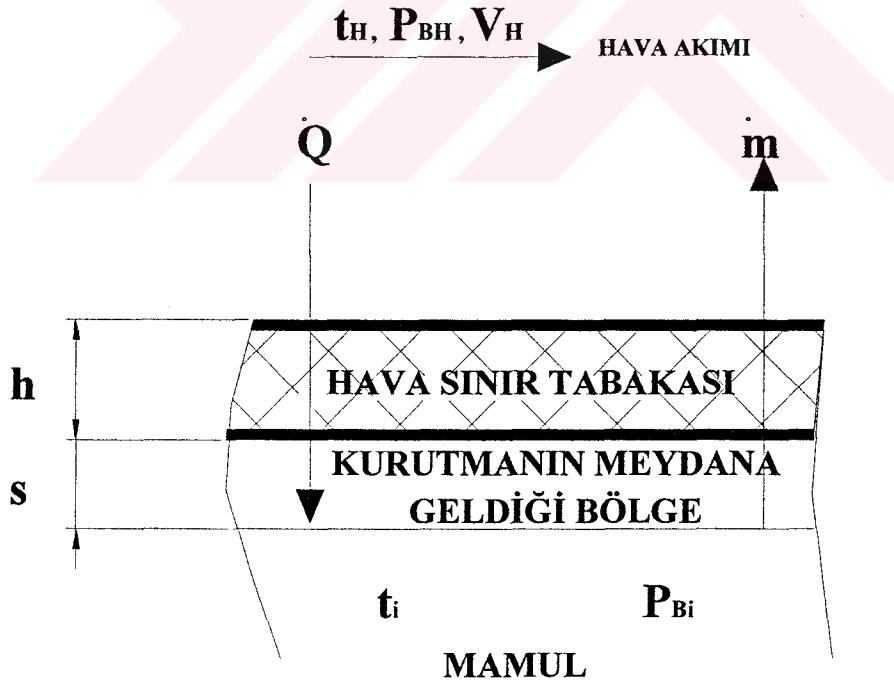
Kurutma ilerledikçe, önce geniş sonra da ince kılcal borulardaki su emilip yüzeye gelir ve buharlaşıp gider. Nihayet kılcal borulardaki sürtünme direnci o kadar artar ki, kılcal borular vasıtasıyla mamulün yüzeyine yeterince su taşınmaz. Buharlaşma artık yüzeyde değil, mamulün iç taraflarında meydana gelmeye başlar ve su buharının taşınması difüzyon yoluyla olur.

Bu adımda gerek ısı, gerekse kütle transferi için yalnızca yüzeydeki sınır tabaka değil, mamulün kurumuş olan kısmının, yani yüzey ile mamul içerisinde buharlaşmanın meydana geldiği nokta arasındaki mesafenin de kat edilmesi gerekmektedir. Böylece ısı transferi ve difüzyon için aşılması gereken yol, buharlaşmanın meydana geldiği nokta mamulün içerisine doğru ilerledikçe artmaktadır. Kütle ve ısı transferi eşitliklerinde, kütle ve ısı transferi katsayılarının yerini, ısı geçirgenliği ve buhar geçirgenliği katsayıları almaktadır.

$$m = A \cdot \sigma_B \cdot (P_{Bi} - P_{BH}) / (R \cdot T) \quad \sigma_B = 1 / (1/\beta + \mu_D \cdot s / D)$$

$$Q = A \cdot k \cdot (t_H - t_i) \quad k = 1 / (1/\alpha + s / \lambda_S)$$

- σ_B : buhar geçirgenlik katsayısı (m/s)
 P_{Bi} : Kurutmanın meydana geldiği noktada su buharının kısmi basıncı
 μ_D : Difüzyon direnci sayısı
 s : Kurutmanın meydana geldiği nokta ile yüzey arasındaki mesafe
 k : Isı transferi katsayısı
 t_i : Kurutmanın meydana geldiği noktadaki mamul sıcaklığı
 λ : Mamul içerisindeki ısı iletkenliği



Şekil 7.3. Taşınım kurutmanın 2.adımında kütle ve ısı transferinin şematik gösterimi

Bu adımda ısı ve kütle transferi için aşılması gereken yol uzadığından ve zorlaştığından, kurutma gazı birinci adıma nazaran oldukça yavaştır. Kurutucunun çalışma şartları (kurutma gazının sıcaklığı, hızı..) kadar mamulün yapısının da (μ_D , λ_s , s) bu adımdaki kurutma hızı üzerinde etkisi vardır.

3. Adım

Kılcal suyun uzaklaştırılmasının tamamlanmasından sonra, liflerin içerisindeki şişme suyunun, higroskopik nemin önce liflerin içerisinden liflerin yüzeyine, oradan da mamulün yüzeyine difüzyonu başlar ki, kurutmanın en yavaş adımı budur. Birim zamanda buharlaşan su miktarının azalması nedeniyle, bu adımın sonuna doğru mamulün sıcaklığı da artmaya başlayarak kurutma gazının (havanın) sıcaklığına yaklaşmaktadır. Gerek bu ısınma, gerekse suyun uzaklaşmasının yavaş olması nedeniyle, liflerde kalan son su kısmının (higroskopik nemin) uzaklaştırılması, yani aşırı kurutma, yalnız kaliteyi olumsuz olarak etkilemekle kalmamakta, kurutma maliyetini de önemli ölçüde arttırmaktadır.

7.2.1.1. Taşınım Kurutmada Hava Akımı

Taşınım kurutmada tekstil mamulü hareketli veya hareketsiz olabilir. Ancak kurutma gazı (genellikle havadır) hareketlidir. Kurutma gazının tekstil mamulüyle teması iki ana prensibe göre meydana gelmektedir.

a) Yüzeysel Temas:

Bu tip temasta kurutma gazı tekstil mamulünün yüzeyini yalayacak veya yüzeyine çarpacak şekilde hareket ettirilmektedir. Eski tip kurutucularda ısıtılmış hava tekstil mamulüne paralel bir şekilde, ya mamul hareketiyle aynı yönde veya ters yönde gönderilmekteydi. Buna göre iki durum ayırt ediliyordu.

-Doğru Akım Prensibi:

Isıtılmış hava veya kurutulacak tekstil mamulünün aynı yönde hareket ettikleri bu prensipte, en sıcak ve en kuru hava, en yaş tekstil mamulüyle temas ettiği için kurutma hızlı bir şekilde başlar, fakat çıkış tarafında oldukça soğumuş ve nemlenmiş havanın kurutmayı tamamlaması zor ve yavaş olduğundan ekonomik bir çalışma şekli değildir. Eğer soğumaya başlamış hava, kurutucunun ortasında bir yerde alınıp tekrar ısıtıldıktan sonra kurutucuya gönderilirse, bu sakınca kısmen azaltılmış olur. Ancak bu takdirde de bu tip çalışmanın avantajı olan, aşırı kurutma tehlikesinin az oluşu ortadan kalkmaktadır.

-Ters Akım Prensibi:

Isıtılmış hava ve kurutulacak tekstil mamulünün zıt yönlerde hareket ettikleri bu prensipte, kurutucunun çıkışında en sıcak ve en kuru hava, en kuru tekstil mamulüyle temas ettiği için

kurutmanın tamamlanması kolay olur, fakat aşırı kurutma (higroskopik nemin de uzaklaştırılması) tehlikesi yüksektir.

İster doğru, ister ters akım prensibine göre olsun, hava akımının kurutulacak mamule paralel olarak gönderilmesinin sakıncası, hava akımı laminar olarak mamulün yüzeyini sıyırıp geçtiğinden, mamul yüzeyindeki sınır tabakası kalınlığının (h) fazla olmasıdır. Bazı kurutucularda, mamule paralel olarak gönderilen hava akımı raylara, levhalara çarptırılarak hava akımının laminarlığı bozulmaya çalışılır.

Hava akımının yanlardan, tekstil mamulünün hareket yönüne dik yönde gönderildiği kurutucular da edilmiştir. Bunlarda kalın bir sınır tabaka meydana gelme tehlikesi yoktur. Bunun yanında, kurutucudan çıkan havanın bir kısmı taze havayla karıştırılarak yeniden kullanılabilir. Böylece ısıtma enerjisi giderleri azaltıldığı gibi, kullanılan hava bir miktar nem ihtiva ettiğinden, aşırı kurutma tehlikesi de azalmaktadır.

Bugün için en fazla uygulanan prensip ise, ısıtılmış havanın düze denilen yuvarlak veya oval (eliptik) deliklerden veya yarıklardan tekstil mamulüne dik bir şekilde püskürtülmesidir. 4 m/s e kadar varan bir hızla delik veya yarıklardan çıkan hava, mamul yüzeyine çarptığında, yüzeye dik akım hızı sıfıra düşer ve hava akımı 90⁰ dönerek yüzeye paralel bir akım haline dönüşür. Bu nedenle düzeli sistemde de, kurutma gazının mamul içerisine nüfuzu ve oradaki liflerle teması optimal olmaktan uzaktır. Özellikle mamulün kalınlığı arttıkça bu durum kendini daha fazla belli eder.

Hava akımının kumaş yüzeyine paralel olarak püskürtüldüğü hot-flue tiplerinde 20-50 kcal/m²h⁰C (25-50 W/m²K) olan ısı transfer katsayısı (α) , hava akımının kumaş yüzeyine alttan ve üstten dik olarak püskürtüldüğü ramöz (gergefli kurutucu) tiplerinde 150-250 kcal/m²h⁰C (175-290 W/m²K)'a kadar çıkmaktadır. Bunun sonucu olarak da hot-flue'lerde kuru mamulün 200⁰C'a kadar ısınma süresi 35-60 saniye kadar iken, ramözlerde 5-20 saniyedir.

b) Mamulün İçinden Geçme:

Bu prensibe göre çalışan kurutucularda ya bir taraftan basınçlı kurutma gazı göndererek veya diğer taraftan emerek, kurutma gazının gözenekli tekstil mamulünün içerisinden geçmesi sağlanmaktadır. Basınç veya emmeye rağmen tekstil mamulünün deforme olmaması için, mamulün kurutucu içerisinde bir destek üzerinde bulunması gerekmektedir. Düz tiplerde bu destek bu destek, delikli bir bant veya delikli levhalar olabilirken, çok yaygın olan yuvarlak tiplerde, delikli tamburdur. Sözü geçen hareketli destekler aynı zamanda mamulün hareketini de sağladıklarından bu tip kurutucular: elyaf, ön iplik (tops, kablo) ve ipliklerin kesiksiz

olarak kurutulmalarında kullanılabildikleri gibi, trikotaj ve gerilmeye hassas kumaşların gerilimsiz olarak kurutulmasında da avantaj sağlamaktadırlar.

Mamulün içinden geçen kurutma gazı iç taraftaki liflerin yüzeyine de temas ederek geçeceğinden, ısı ve kütle transferine katılan etkili mamul yüzeyi (A) diğer yöntemlere nazaran yüksek olmaktadır. Bunun yanında özellikle kurutmanın ikinci adımında, buharlaşan suyun kurutma gazına geçmek için kat edeceği yol (s) de kısalmaktadır. Sonuçta kurutma gazının mamulün içinden geçtiği çalışma şeklinde ısı transferi katsayısı (α) 350-400 kcal/m²h⁰C (290-470 W/m²K)'e çıkmakta ve kuru mamulün 200⁰C'a kadar ısınması 1-3 saniye içerisinde (yani düzeli kurutuculardan ortalama 10, hot-fluelerden ise 30 kat daha kısa bir sürede) tamamlanmaktadır.

Bu esasa göre çalışan kurutucular içerisinde en yaygın olanı emme tamburlu kurutuculardır. Emme tamburlu kurutucuların avantajları şu şekilde özetlenebilir.

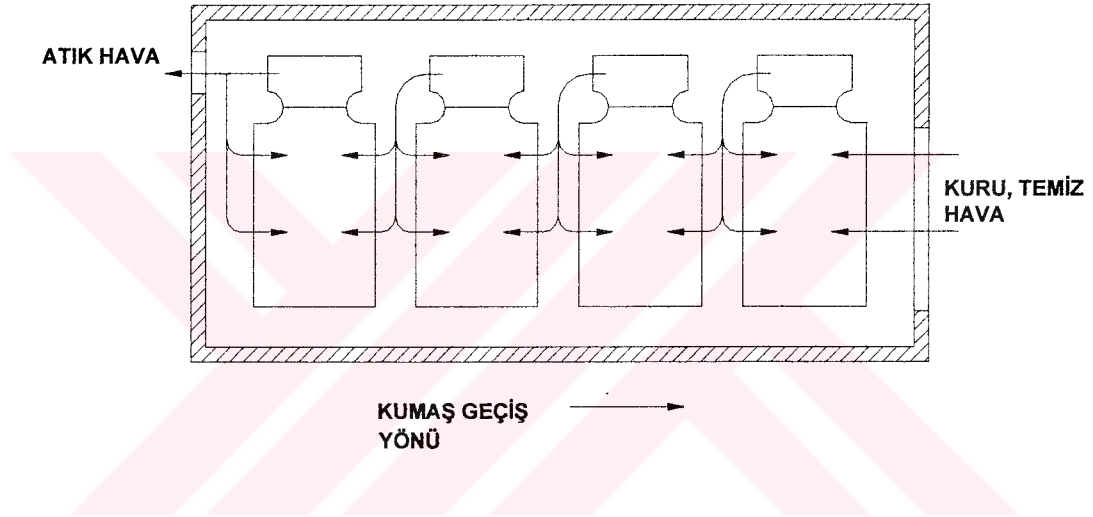
- Yüksek kurutma hızı nedeniyle, daha küçük kurutucuların yeterli olması. Yatırım giderlerinin ve yer ihtiyacının daha düşük olması.
- Elyaf, ön iplik, trikotaj ve kumaşların kurutulmasında kullanılabilmesi
- Gerilmeye karşı hassas trikotaj ve kumaşların gerilimsiz olarak kurutulabilmeleri.
- Beslemede avans vererek ve tamburların dönüş hızını gittikçe yavaşlayacak şekilde ayarlayarak, kumaş veya trikotajın çözüğü yönünde çekmesinin (büzülmesinin) sağlanabilmesi [Mamul bir tamburdan diğerine geçerken bir an için serbest kaldığından, atkı yönünde çekme (iç gerilimden kurtulma) de sağlanabilmektedir.]
- Ramözlerdeki benzer bir taşıma zinciri ilave edilmiş, büyük tek tamburlu makinelerde (yuvarlak gergefli kurutucularda) en ayarının da iyi bir şekilde sağlanabilmesi.
- Enerji kayıpları çok az olduğundan, kurutucunun özgül ısı tüketiminin 800 kcal/kg (3400 kJ/kg)'ın altına düşürülebilmesi.(Şekil 7.4.)

Bu aşamada enerji kayıpları konusunun biraz daha irdelememiz gereklidir. Emme tamburlu kurutucularda tam bir ters akım prensibi uygulanabilmektedir.

Emme tamburlu kurutucularda tam bir ters akım prensibi uygulanabilmektedir. Yani gerekli soğuk kurutma havası çıkış tarafından emilerek, kurutucuyu terk etmekte olan sıcak mamulün içerisinden geçirilmekte ve her bir tamburdan geçişten sonra ısıtılıp bir önceki tamburun dış kısmına gönderilmektedir. Böylece:

- Sıcak mamuldeki ısı enerjisi enerji olarak çevreye yayılacağına, kurutma gazına geçmektedir.

- İlk tambura gelen sıcak ve nemli hava, buradaki kurutma hızı yüksek olduğundan (kurutmanın birinci adımı) ısısının önemli bir kısmını kaybetmekte ve nihayet dışarıya atılan atık havada çok fazla ısı enerjisi bulunmamaktadır.
- Kurutma hızı yüksek olduğundan (α , β ve A büyük olduğundan), birim zamanda kullanılan kurutma havası miktarını düşürerek, atık havadaki nem yüzdesi artırıldığında, yine de kurutma çok yavaşlamamaktadır. Dolayısıyla düşük atık hava miktarlarıyla çalışılabilmektedir.
- Normal emme tamburlu kurutucularda, kurutucunun girişinde ve çıkışında, kurutucu içerisine girip-çıkarak ısınır-soğuyan taşıma donatımları bulunmadığından, taşıma donatımları nedeniyle ısı enerjisi kaybı olmamaktadır.



Şekil 7.4. Emme tamburlu kurutucularda ters akım prensibinin uygulanışı

- Atık havayı atmak ve çıkışta kumaşa soğuk hava püskürtmek için ayrıca vantilatörler bulunmadığından ve hava sirkülasyonu vantilatörlerinin tahrik enerjisinin büyük kısmı ısı enerjisi olarak sistemde kaldığından, elektrik enerjisi ihtiyacı ve kayıpları da daha azdır.
- Kurutucunun toplam dış yüzeyi, aynı kapasitede bir ramöze nazaran daha küçük olduğundan, çeperlerden çevreye ısı enerjisi kaybı da daha azdır (aynı izolasyon enerjisi için)

7.2.1.2. Kurutma Hızının Arttırılması:

Kurutma hızı, kurutmanın birinci adımında yalnız kurutucunun, ikinci adımda kurutucunun ve tekstil mamulünün, üçüncü adımda ise yalnız tekstil mamulünün (özellikle liflerin)

özelliklerine bağlı olarak değişir. Kütle ve ısı transferi formülleri incelendiğinde, kurutma hızının artırılması için şu imkanların mevcut olduğu görülmektedir.

a) Isı ve kütle transferine katılan etkili mamul yüzeyinin (A) artırılması:

Kurutma gazının tekstil mamulüyle teması yoğunlaştıkça ve mamulün içine doğru işleme arttıkça, ısı ve kütle transferine doğrudan katılan (kurutma havasıyla temas eden) liflerin sayısı da artacağından, etkili yüzey de büyümektedir. Kurutma gazının mamulün içerisinden geçirildiği çalışma şekillerinde etkili yüzey diğer tiplerle karşılaştırıldığında en yüksek olanıdır.

b) Yüzeydeki hava sınır tabakasının kalınlığının (h) küçültülmesi

Kütle ve ısı transferi sırasında, yüzeydeki hava sınır tabakasının aşılması gerektiğinden, bu tabaka ne kadar ince olursa, kütle ve ısı transferi katsayıları (α ve β) o kadar büyük olmaktadır.

Yüzeydeki hava sınır tabakası kalınlığının azaltılması, hava püskürtme hızını artırarak sağlanabilir. Ancak belirli bir tip düzede, düzenin tekstil mamulüne olan uzaklığı sabit tutulduğu takdirde, ısı transferi katsayısı püskürtme gücünün 4. dereceden köküyle değişmektedir. Diğer taraftan püskürtme gücü de vantilatör gücünün (devir sayısının) küpüyle değiştiğinden, ısı transferi katsayısı vantilatör devir sayısının 0,75 üstü ile değişir:

$$\alpha \approx (N_{DE})^{1/4} \quad N_{DE} = n^3 \quad \alpha \approx n^{0,75}$$

N_{DE} : Püskürtme gücü

N : Vantilatör devir sayısı

Yani püskürtme gücü iki misline çıkarılırsa, kurutma gücü ancak 1,19 faktörü kadar bir artış gösterir.

Ramöz gibi pahalı kurutma makinelerinde, kurutma giderlerinin 2/3'ünden fazlasını sabit giderler oluşturduğundan, vantilatör devir sayısının düşürerek elektrik enerjisinden sağlanacak önemli tasarrufa rağmen, kurutma hızının dolayısıyla birim zamanda kurutulan mamul miktarının (üretim) düşmesi, birim maliyetin yine de artmasına neden olmaktadır. Yani vantilatör güçlerinde tasarrufa gitmek faydadan çok zarar vereceğinden tavsiye edilemez.

Ancak bazı mamuller yüksek püskürtme gücüne karşı hassas olduklarından, bunlarla çalışırken hava akımı hızının düşürülmesi gerekmektedir. Hız düşürme, klape, panjur veya delikli siperler yardımıyla sağlanabilir, fakat bu taktirde akım enerjisi imha edilmektedir. Yani kıymetli elektrik enerjisi tüketilerek gereğinden fazla akım enerjisi elde edilmekte ve sonra da

akım enerjisi frenlenerek, fazlası yok edilmektedir. Kıymetli ekserjinin enerjiye dönüştürüldüğü bu çalışma şekli tabii ki enerji bilançosu açısından olumsuz bir çalışma şeklidir. Bunun yerine:

- Kutbu değiştirilebilen motorlar kullanarak, hava akımı ayarlanabilir, fakat bu ayarlama basamaksız şekilde yapılamaz.
- Kanatlarının açısı değişebilen aksiyel vantilatörlerle çalışma da kurutma makinelerinde pek uygulama alanı bulamamıştır.
- Doğru akım motorları kullanarak, motor devir sayısı basamaksız olarak ayarlanabilir.
- Alternatif akım motorları kullanmak ve bunlara statik frekans dönüştürücüleri ilave etmek, çalışma emniyeti bakımından bugün için en fazla uygulama alanı bulan imkandır, fakat doğru akım motorları kullanılmasından daha pahalıdır.

Vantilatör gücünün yanında, hava akımı hızını, dolayısıyla ısı iletimi katsayısını etkileyen bir faktör de düzenin şeklidir:

$$\alpha = C_1 \cdot (N_{DE} / F)^{1/4}$$

eşitliğinde C_1 düze sabitesi olup, genellikle delikli düzelerde bu sabite yarıkli düzelere nazaran %15 kadar daha yüksektir. Hava akımı hızını ve miktarını etkileyen diğer bir husus da, hava sirkülasyonu devresindeki statik basınç kayıplarıdır. En büyük statik basınç kaybı radyatörlerde meydana geldiğinden, radyatör şekli, radyatör büyüklüğü ve sayısı optimize edilerek bu statik basınç kayıpları önemli ölçüde azaltılabilir.

c) Kurutma gazı sıcaklığı artırılması:

Kurutma gazı sıcaklığı artırıldığında, $(t_H - t_T)$ değeri büyüyeceğinden ısı iletimi de artacak dolayısıyla kurutma hızlanacaktır. Örneğin, kurutma havasının sıcaklığı 110°C ise. (%20 nem miktarı için) mamulün yaş termometre sıcaklığı 63°C 'dir; kurutma havasının sıcaklığı 150°C 'a çıkarıldığında, (aynı nem miktarı için) mamulün yaş termometre sıcaklığı $64,5^{\circ}\text{C}$ olmaktadır.

$$(t_H - t_T) / (t'_H - t'_T) = (150 - 64,5) / (110 - 63) = 1,82$$

Demek ki 110°C yerine 150°C sıcaklıktaki havayla kurutma yapıldığında ısı iletimi %82 artmakta, buna paralel olarak da kurutma hızlanmakta, üretim verimi artmaktadır. Almanya'da yapılan bir araştırma, kurutmanın 110°C yerine 150°C 'da yapılmasının, kurutma maliyetini %25-35 kadar düşürülebileceğini ortaya koymuştur.

Bu bilgilere göre en ekonomik kurutma şekli mümkün derece yüksek sıcaklıkta yapılandır. Ancak, bilindiği gibi tekstil mamulleri hepsi aynı sıcaklık derecesinde olmamakla beraber, yüksek sıcaklıklara karşı hassastırlar. Bu nedenle kurutmanın yüksek sıcaklıkta yapılması kaliteyi düşürücü bir etki gösterebilir.

Taşınım kurutmanın anlatıldığı bölümde de belirtildiği gibi, kurutmanın birinci adımında mamul yüzeyinde nem bulunduğu sürece, kurutma gazının sıcaklığı ne kadar yüksek olursa olsun, mamulün sıcaklığı 55-80⁰C civarındaki soğuma sınır sıcaklığını (yaş termometre sıcaklığını) aşmamaktadır. Dolayısıyla kurutma makinesinin ilk bölmelerinde mümkün derece yüksek sıcaklıkta hava kullanılır ve daha sonraki bölmelerde de mamul kalitesinin gerektirdiği sıcaklıkta çalışılırsa, hem kurutmanın hızının arttırılması, hem de mamul kalitesinin olumsuz etkilenmemesi sağlanmış olmaktadır.

d) Kurutucudaki ve dolayısıyla dışarı atılan atık havadaki nem miktarının düşürülmesi

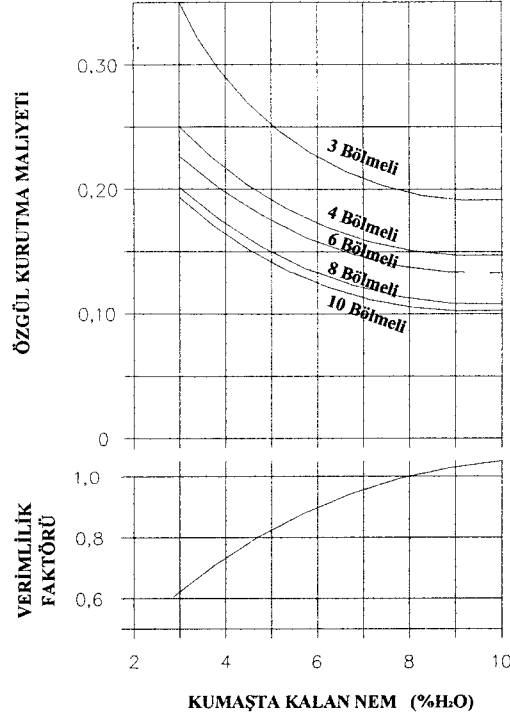
Bilindiği gibi birçok kurutucu tipinde, mamulle bir kere temas eden havanın tamamı dışarı atılmayarak, ısıtılmış yani kuru havayla belirli oranda karıştırılarak yeniden kullanılmaktadır. Kütle transferi eşitliğine göre kurutma havasındaki su buharı miktarı (su buharını kısmi basıncı = P_{BH}) ne kadar küçük olursa ($P_{BT} - P_{BH}$) o kadar büyük olacağından, kütle transferi (su buharının havaya geçmesi) de o kadar hızlı olacaktır.

Kurutma havasındaki su buharı miktarını (P_{BH}) düşük tutarak kurutma hızını arttırmak, genellikle tavsiye edilmeyecek bir çalışma şeklidir. Zira kurutma havasındaki su buharı miktarının düşük tutulması, ancak atık sıcak hava miktarını yüksek tutarak sağlanabilmektedir ki, bu da taşınım kurutuculardaki en önemli enerji kaybı kaynağıdır.

e) Aşırı kurutmanın önlenmesi

Genellikle kurutucudan çıkan mamulün mutlak kuru olması istenmez, yani mamulün higroskopik nemini ihtiva etmesi istenir. Aşırı kurutma sonucun, mamulün higroskopik neminin kısmen veya tamamen uzaklaştırılması kaliteyi düşürdüğü gibi (özellikle yünlülerde), müteakip işlem sırasında hatalara yol açabilmektedir. Burada önemli olan nokta aşırı kurutmanın, kurutucunun verimini önemli ölçüde düşürmesi ve kurutma maliyetini arttırmasıdır. Almanya'da yapılan bir araştırmaya göre pamuklu bir kumaşın %8 nem kalıncaya kadar kurutulması yerine, %3 nem kalıncaya kadar kurutulması (aşırı kurutma) durumunda kurutucunun verimi %37 düşmekte ve 6 bölmeli bir ramözde kurutma maliyeti %64 artmaktadır.

Şişme suyunun uzaklaştırılmasını oluşturan üçüncü adım kurutmanın en yavaş adımındır. Liflerin içerisinde ve genellikle lif makro moleküllerine H-köprüsü, dipol çekim kuvveti gibi ikincil çekim kuvvetleriyle bağlı suyun buharlaştırılarak lif yüzeyine difüzyonu zaman isteyen



Şekil 7.5. Pamuklu kumaşta kalan higroskopik nem miktarına bağlı olarak verim ve maliyetin değişmesi

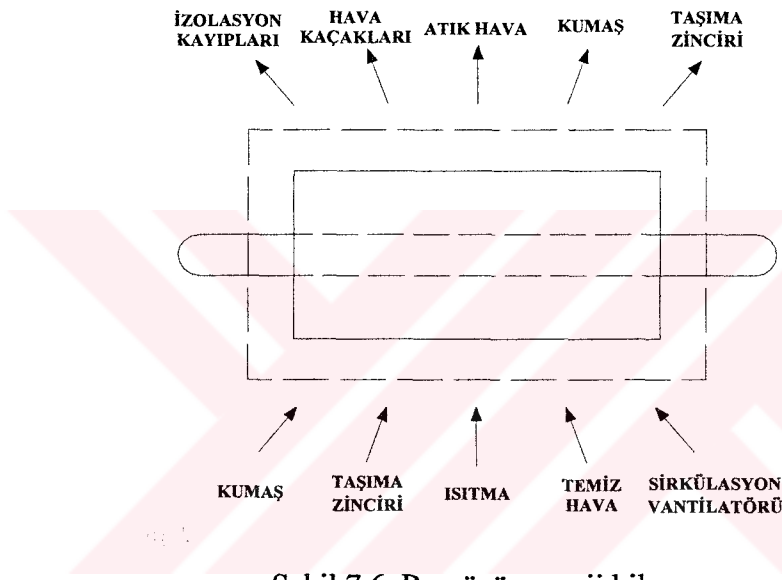
bir olaydır. Şişme suyu uzaklaştıkça, liflerin kesiti ve dolayısıyla liflerin içerisinden yüzeyine doğru uzanan kanalların (gözeneklerin) çapı da küçülmektedir. Yani higroskopik nemin uzaklaştırılma hızı, şişme suyunun ilk kısmının uzaklaştırılma hızına nazaran da çok daha düşüktür.

Bu zorluklara paralel olarak, kurutmanın üçüncü adımı ilerledikçe kumaşın sıcaklığı, kurutma havasının sıcaklığına iyice yaklaşacağından ($t_H - t_T$) çok küçülmekte, ısı transferi iyice yavaşlamaktadır. Zaten difüzyonu zor olan su buharının oluşması (suyun buharlaşması) için gerekli ısı enerjisi transferi de asgariye inince az miktardaki higroskopik nemin uzaklaşması inanılmayacak kadar uzun bir süre gerektirmektedir.

Higroskopik nemin uzaklaştırıldığı son bölmelerde (örneğin kurutucunun son 1/3'ünde) birim zamanda uzaklaşan su miktarı ihmal edilebilecek kadar az olduğundan, bu kısımda kullanılan sıcak kurutma havasındaki ısı enerjisinin hemen hemen tamamı, mamulün ısıtılmasında ve atık hava olarak, esas kurutmaya katkısı olmadan, kayba uğramaktadır.

Aşırı kurutmanın bu sakıncaları nedeniyle modern taşınım kurutucuların hemen hemen hepsinin çıkışında bir kumaş nemini ölçme donatımı vardır. Bu otomatik kontrol ve ayar donatımı yardımıyla çıkıştaki kumaş nemi sürekli ölçülmekte ve ayarlanan değer altına veya üstüne çıkmaya başladığı anda tahrik motorlarının devir sayısı otomatik olarak düşmekte veya

artmaktadır. Kumaştaki nemi iletkenlik ölçümü esasına dayanarak tespit eden donatılar epey yaygın olmalarına rağmen, bunlar saf sentetikler için pek uygun değildirler. Sentetikler için, mamuldeki nem miktarını mikrodalgaların absorpsiyonunu ölçerek tespit eden donatılar geliştirildiği gibi, ışınlama pirometresi yardımıyla kumaşın sıcaklığı ölçülerek nem tespiti yapılmaktadır. Bilindiği gibi aşırı kurutma nedeniyle mamuldeki higroskopik nemin de uzaklaşması durumunda , mamulün sıcaklığı süratle artmaktadır. Tüm bunlardan başka kızıl ötesi ışınlarının suya özgü dalga boyundaki yansımaya (refleksiyon) yoğunluğunu, başka uygun bir dalga boyundaki yansımaya yoğunluğuyla karşılaştırarak ölçüm yapan donatılar da bulunmaktadır.



Şekil 7.6. Ramözün enerji bilançosu

7.2.1.3. Taşımın Kurutucularda Enerji Bilançosu

Bir taşıma kurutucuda nerede, ne kadar ve nasıl enerji tasarruf edilebileceğini görmek için, kurutucunun enerji bilançosunun, yani kurutucuya hangi kanalla ne kadar ne kadar enerjinin girdiğinin ve hangi kanalla ne kadar enerjinin çıktığının bilinmesinde fayda vardır. Şekil 7.6'da bir taşıma kurutucunun enerji bilançosu görülmektedir.

Normal şartlar altında ramöze verilen enerjinin büyük bir kısmı suyun buharlaştırılması için kullanılmaktadır. Kurutma havasına geçen su buharının havanın sıcaklığına kadar ısınacağı düşünülürse, kullanılan kurutma havasının sıcaklığına bağlı olarak bu rakam 650 kcal/kg (2700 kJ/kg) civarında olmaktadır.

Tekstil mamulünün ısınması için gerekli ısı tahmin edildiği kadar fazla değildir. Zira tekstil liflerinin özgül ısısı suya nazaran oldukça düşüktür ($\approx 0,3 \text{ cal/g} \approx 1,25 \text{ J/g}$) ve kurutma, higroskopik nem uzaklaşmadan kesilirse, mamulün sıcaklığı 70-80°C'ı aşmayacağından Δt 'de

50-60°C'ı pek aşmaz. Mamul kütlesinin uzaklaşacak su kütlesinin 1,5 katı kadar olduğu ve mamulde %7-8 kadar higroskopik nem kaldığı (bu da ısınmaktadır) kabul edildiğinde, 1 kg su buharlaştırılan mamulün ve mamulde kalan higroskopik nemin ısıtılması için gerekli ısı enerjisi 30-40 kcal'ı geçmez. Bu da toplam enerji tüketiminin %2-5'i kadar bir miktardır. Delikli tamburlu kurutucularda olduğu gibi, kurutucuya giren soğuk kuru havanın tamamı çıkış tarafından alınıp, tekstil mamulünü soğutmak için bunun içinden geçirilirse, aynı zamanda mamul içerisindeki ısı enerjisinin büyük kısmı da kurutma gazına geçeceğinden geri kazanılmış da olmaktadır.

Günümüzde kullanılan kurutucuların çoğunluğunun izolasyonu iyi olduğundan, kurutucunun çeperlerinden ışınlım yoluyla çevreye yayılan enerji kayıpları da toplam enerji tüketiminin %1-2'sini geçmemektedir. Taşıma oranlarının soğuyup-ısınması nedeniyle enerji kaybı, taşıma organlarının kurutucunun dışına çıktığı tiplerde (ramöz ve delikli bantlı taşıyıcılarda) söz konusudur. Literatürde, bu yolla meydana gelen kayıpların da %2'yi pek aşmadığı belirtilmekteyse de, çıkışta soğuk hava püskürtüldüğü takdirde bu rakam biraz daha yüksek olabilmektedir.

Şüphesiz ki taşınım kurutucularda en büyük enerji kaybı sıcak atık hava nedeniyle meydana gelmektedir. Bilinçsiz bir çalışma sonucu, sıcak atık havayla çevreye atılan ısı enerjisi miktarı, uzaklaştırılacak suyun ısıtılıp buharlaştırılması için tüketilenden daha fazla olabilir. Diğer bir ifadeyle, taşınım kurutucularda en büyük enerji tasarrufu potansiyeli burada saklıdır. Atık hava konusunda alınacak önlemlerle enerji tasarrufu sağlamak için iki yol vardır:

a) Atık sıcak havadaki ısı enerjisinin geri kazanılması

Atık nemli sıcak havanın bir ısı değiştiricisinden geçirilerek, kurutucuya giren soğuk havayı ısıtması en iyi şartlar altında %50'lik bir verimle sağlanabilmektedir. Zira nemli sıcak havadaki ısı enerjisinin yarıdan çok fazlası alındığında, soğuyan bu havanın sıcaklığı yoğuşma noktası sıcaklığının altına düşeceğinden, atık hava kanallarında su ve diğer maddeler yoğuşacaktır. Diğer taraftan kurutucularda kullanılan temiz havanın tamamı kurutucuya temiz hava kanalından girmemekte, bir kısmı da giriş ve çıkıştaki yarıklardan emilmektedir. Yani ısı değiştiricisinden geçen atık hava miktarı, temiz hava miktarından oldukça fazladır. Atık havanın %5-20 su buharı ihtiva etmesi de, atık hava miktarını fazlalaştırmaktadır.

b) Atık sıcak hava miktarının optimizasyonu

Kurutucuya giren sıcak hava tekstil mamülüyle temas edip bir miktar ısı enerjisi mamule verip, mamulden de bir miktar su buharı aldıktan sonra dışarı atılırsa, alabileceğinden (yoğuşma tehlikesi olmadan taşıyabileceğinden) çok daha az su buharı almış, yani kendisinden yeterince faydalanılmamış sıcak hava, içerdiği ısı enerjisi ile birlikte sürekli

olarak dışarıya gönderilmiş olmaktadır. Bu durumu önlemek için, kurutucudan geçen havanın bir kısmı, temiz hava ile karıştırılıp ısıtıldıktan sonra tekrar kullanılır. Kurutucudan geçen havanın ne kadarının dışarıya atılıp, ne kadarının da yeniden kullanılacağı atık hava çıkışlarındaki klapeleri açıp kapatarak ayarlanabilmektedir.

Fakat genellikle daha rahat çalışabildiği için birçok kurutucuda bu klapeler maksimum kurutma verimine göre ayarlanmış durumdadır (hatta bazılarında sürekli olarak tamamen açık durumdadır.). Halbuki kurutucularda genellikle maksimum enden daha dar kumaşların çalışılması ve çeşitli sebeplerle (ısıtma sırasında, yeni parti kumaşın takılması, ufak arıza gibi) kumaş geçişinin durması nedeniyle maksimum kurutma veriminin %30-70'i kadar bir verimle çalışmaktadır. Bu takdirde de gerekenden çok daha fazla sıcak hava kullanılmakta ve sonra da dışarı atılmaktadır.

Konu hakkında bir örnek vermek gerekirse; 160°C'de yapılan bir kurutmada, buharın özgül hacmi (v_B) = 2 m³/kg olduğuna göre;

$$\text{Havadaki su buharı \%} = v_B / (v_B + v_H) \cdot 100$$

$$\text{Havadaki su buharı \%} = 2 / (2 + v_B) \cdot 100$$

v_B : Kurutmada kullanılan havanın hacmi

1 kg (yani 2 m³) su buharını uzaklaştırmak için;

Atık havadaki nem miktarı % 5 ise 38 m³ sıcak (160°C'deki) havaya

Atık havadaki nem miktarı % 10 ise 18 m³ sıcak (160°C'deki) havaya

Atık havadaki nem miktarı % 20 ise 8 m³ sıcak (160°C'deki) havaya

Atık havadaki nem miktarı % 30 ise 4,66 m³ sıcak (160°C'deki) havaya

ihtiyaç vardır. Ancak atık havadaki nem miktarının %30'un üzerine çıkması halinde, su buharının yoğunlaşması tehlikesi vardır. Diğer taraftan kurutma havasındaki nem miktarı arttıkça, yani P_{BH} büyüdükçe, ($P_{BT} - P_{BT}$) küçüleceğinden, kütle (su buharı) transferi de yavaşlamaktadır. Ancak su buharının (100°C'de) ısı kapasitesi (0,46 kcal/kg°C) ile kuru havanın (100°C'de) ısı kapasitesinin (0,24 kcal/kg°C) 2 katı olduğundan, kurutma havasındaki nem miktarı arttıkça bu havanın ısı kapasitesi de artmaktadır ve bu artış yüksek sıcaklıklarda daha fazla olmaktadır. Sonuç olarak, 130°C'deki havayla yapılan bir kurutmada, havadaki nem miktarının 100 g/m³'e (%12 ağırlık yüzdesine) kadar yükseltilmesi halinde kurutucunun veriminde (kurutma hızında) bir düşüş söz konusu olmamaktadır.

Kurutma gazındaki nem miktarındaki nem miktarının %12'nin üzerine çıkarılması durumunda bir taraftan enerji tasarrufu sağlanırken, diğer taraftan üretim veriminin düşmesi nedeniyle sabit giderlerin payı artacağından, bir noktadan itibaren maliyet düşeceğine artmaya başlar. Kurutma maliyetinin bu en düşük olduğu noktanın yeri ise enerji fiyatı ile yakından ilgilidir. Enerji pahalandıkça, enerji tasarrufu sayesinde sağlanan maliyet tasarrufu artacağından maliyet minimumu noktası daha yüksek nem miktarına doğru (%5 → %15) kaymaktadır.

Günümüzde ramözlerin bir bölmesindeki maksimum atık hava kapasitesi 2500-300 m³/h civarında değişmektedir. Bu da 7 bölmeli bir ramözde 17.500-21.000 m³/h yapmaktadır. Böyle bir ramözde 300 g/metretül ağırlığında bir kumaşın , 60 m/dak hızla kurutulduğunu ve uzaklaştırılan su miktarının mamul ağırlığının %70'i kadar olduğunu kabul edersek , bir saatte buharlaştırılan su miktarı;

$$0,3 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 0,7 = 756 \text{ kg/h 'tır.}$$

Alınacak önlemler sayesinde dışarı atılan atık havadaki nem miktarının 100 g/m³ olması sağlandığında; 756 kg su buharı 7560 m³ atık havayla uzaklaşacaktır. Böylece bir saatte dışarı atılan atık hava miktarı 10000 m³ azaltılmış olunacaktır. Bu sayede sağlanacak enerji tasarrufu;

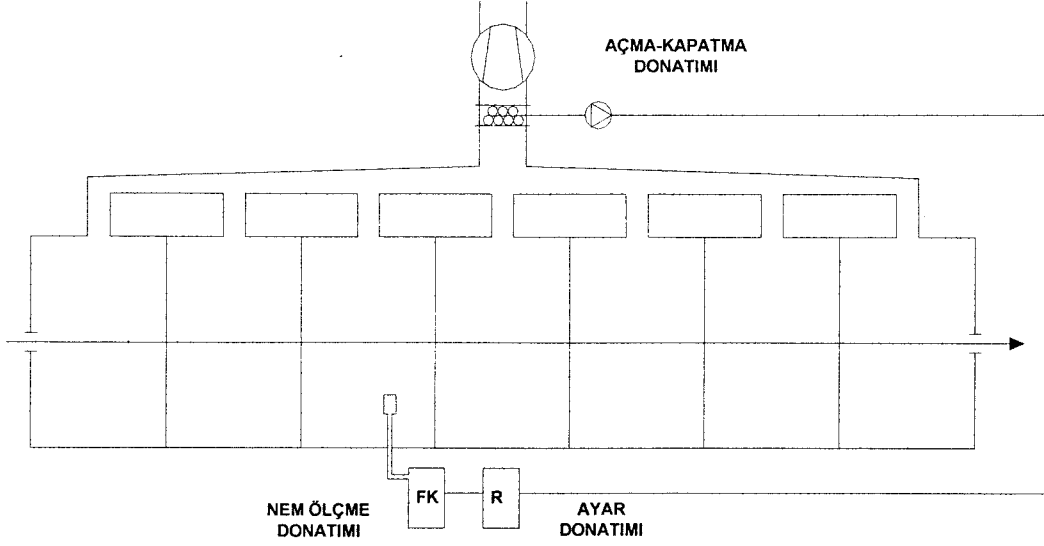
$$E = V \cdot c_H \cdot a_H \cdot \Delta t$$

$$E = 10.000 \cdot 0,24 \cdot 0,83 \cdot 130$$

$$E = 260.000 \text{ kcal/h}$$

- V : Tasarruf edilen sıcak havanın hacmi
 c_H : Havanın özgül ısısı (0,24 kcal/kg⁰C)
 a_H : Sıcak havanın özgül ağırlığı (150⁰C'da 0,83 kg/m³)
 Δt : Havanın sıcaklık farkı (150-20 = 130⁰C)

Saatte 260.000 kcal enerji tasarrufu, yaklaşık 0,5 ton buhar tasarrufuna denk gelmektedir ki, bu da maddi açıdan küçümsenmeyecek bir meblağdır. Bu verilen rakam kurutucudan kumaş geçişi anı içindir. Genellikle kumaş geçiş anının durduğu anlarda da, ramözlerde aynı hızla temiz hava emilerek ısıtılıp atık hava olarak dışarı atılmaktadır. Alınacak önlemlerle kumaş geçişi durduğu anda, kurutucudan dışarı atık hava çıkışı minimuma indirilerek, ek bir tasarruf daha sağlanabilir.



Şekil 7.7. Kurutma havasındaki nem miktarını ölçerek atık hava bacasındaki klapeleri otomatik açıp kapama donatımı.

Atık havanın optimal miktarda nem almadan dışarı atılmasının önlenmesi ve dolayısıyla atık hava miktarının azaltılması, havadaki nemi ölçerek sağlanabilmektedir. Havanın nemi değişik prensiplere göre ölçülebilir:

- Pleva firması tarafından imal edilen FM 915 (ve FK 915) nem ölçme cihazlarında termostatikleştirilmiş bir ölçüm haznesinde Li-Cl ölçüm kafası bulunmaktadır. Bu kafa, iç buharlaşma ile ölçülen havadaki su buharı kısmi basıncına göre oluşan denge sıcaklığını ölçerek, havadaki nem miktarını bulmaktadır.
- Mahlo firması tarafından imal edilen Ökomat AML-7 nem ölçme cihazında ise, ses dalgalarının havadaki ve su buharındaki yayılma hızlarının farklı oluşundan faydalanılarak havadaki nem miktarı bulunmaktadır.
- Babcock BSH firması tarafından imal edilen FM32 nem ölçme cihazının esasını, dışarıdan soğutularak içi parlak asil çelikten bir boru oluşturmaktadır. Bu boruda dıştan yapılan sıcaklık ölçümleriyle gizli ısı tayini yapılarak, havadaki nem miktarı bulunmaktadır.

Oldukça pahalı olduklarından, bir ramözde her bölmeye bir nem ölçme ve ayarlama donatımı konamaz. Genellikle bu donatım, ya en yüksek buhar yüzdesi söz konusu olan bölmenin içine veya atık hava kanalına yerleştirilir veya bölmelerden gelen atık hava kanalları birleştikten sonraki ana atık hava kanalına yerleştirilir. Birinci durumda yerleştirme yeri, makinenin 1/3'üne rastlayan bölmededir. (Şekil 7.7) Bu çalışma şeklinin bir mahzuru, atık havadaki su buharı miktarının bu bölmede reel verilerle optimal seviyede tutulması sağlanırken özellikle

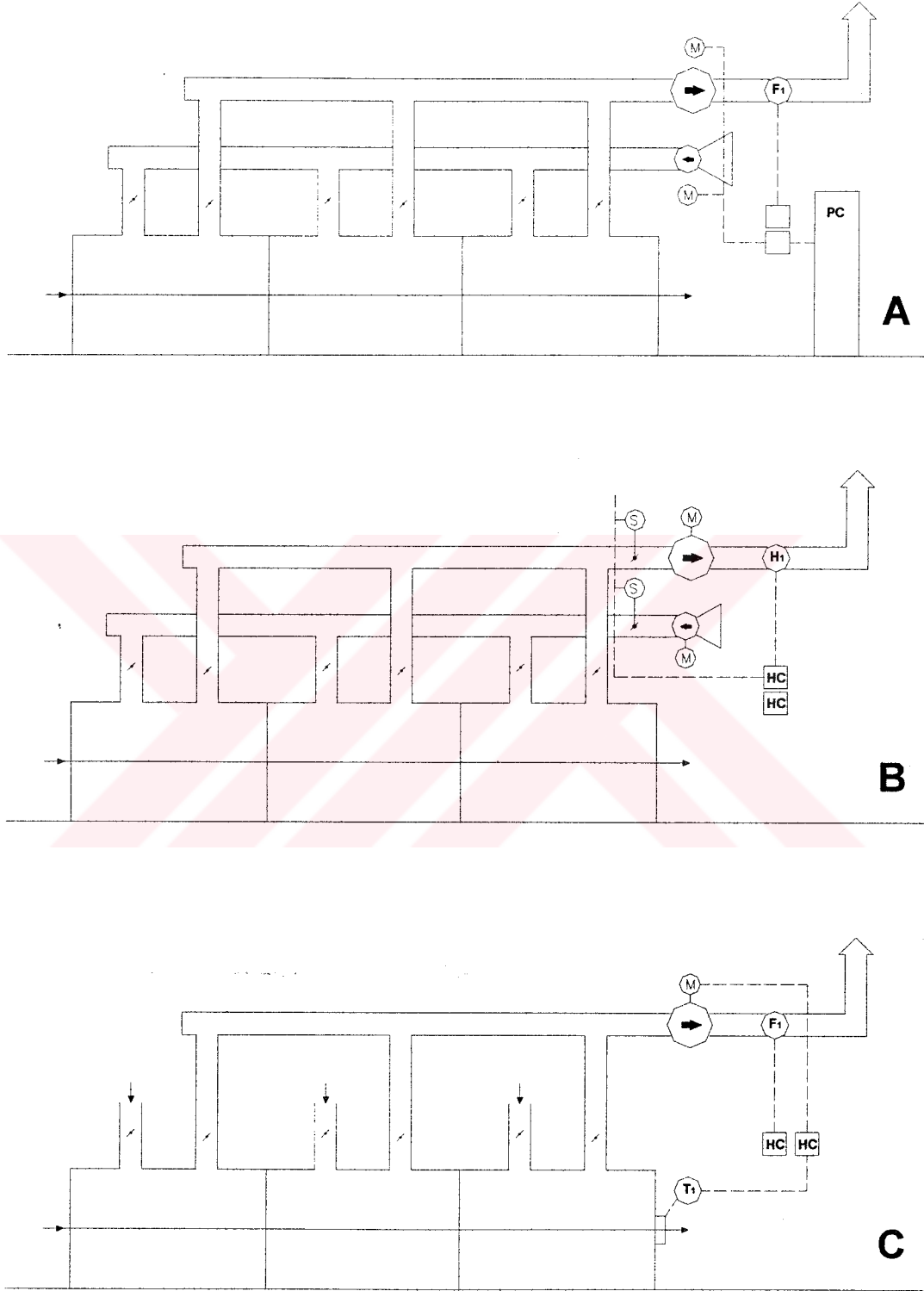
son bölmelerde yine de gereğinden fazla (yeterince nem almamış) havanın dışarı atılabilesidir.

Bilindiği gibi normal olarak ramözler gerekli temiz havanın önemli bir kısmını kumaş giriş ve çıkışlarındaki yarıklardan emmektedir. Eğer bir ramöze yalnızca, havadaki su buharı oranına bağlı olarak atık hava miktarını ayarlayan bir donatım takılırsa, kurutma veriminin artmasıyla atık hava miktarı da otomatik olarak arttığında, temiz hava gelişi değişmemiş olacağından, kurutucuda alçak basınç oluşur ve dolayısıyla giriş ve çıkıştaki yarıklardan soğuk hava emilmesi artar. Buradan giren soğuk hava bu bölmelerdeki sıcaklığın düşmesine sebep olacağından, örneğin bir termofiksaj işlemi sırasında mamulün sıcaklığı kurutucudan çıkarken değil, daha son bölmelere geldiğinde düşmeye başlar ve böylece, bu son bölmeler termofiksaj işlemine katılmayan fakat enerji tüketen bölmeler haline gelir. Diğer taraftan mamuldeki su miktarının az olması durumunda veya kumaş geçişi durduğunda atık hava miktarı iyice azalırken, temiz hava gelişi aynı kalırsa, kurutucuda basınç oluşacağından, giriş ve çıkıştaki yarıklardan çevreye sıcak nemli hava yayılacaktır. Bu da şartlandırma dairesinde çalışanları fazlasıyla rahatsız edecek bir durumdur. Sonuç olarak, kurutma havasındaki su buharı oranına bağlı olarak atık hava miktarının ayarlandığı donatımların kullanılması durumunda temiz hava girişinin de otomatik kontrole bağlanmasında büyük yarar olduğu ortaya çıkmaktadır.

Kurutma havasındaki nem miktarına bağlı olarak atık hava miktarının otomatik azaltılıp çoğaltılması, atık hava bacalarındaki klapelerin otomatik olarak açılıp kapanmasıyla sağlanabilir. Ancak bu takdirde atık hava vantilatörü hep en yüksek güçle çalışmakta ve sağlanan hava akımının bir kısmı frenlenerek, kıymetli elektrik enerjisi anerjiye dönüştürülmektedir. Daha pahalı fakat enerji tasarrufu bakımından optimal çözüm atık hava miktarını vantilatörlerin devir sayısını azaltıp çoğaltarak (örneğin kutupları değiştirilebilen motorlar kullanarak) ayarlamaktır.

Şekil 7.8'de verilen örneklerden A şikkında, atık hava bacasına takılan bir atık hava miktarını ölçme donatımı (F_1) yardımıyla, otomatik kontrol (PC) üzerinden atık hava ve temiz hava vantilatör motorlarının (M) devir sayısı ayarlanarak, atık hava miktarının önceden otomatik kontrole verilen değerde kalması sağlanmaktadır.

Örnek B' de ise, atık hava bacasına takılan bir nem ölçme donatımı (H_1) yardımıyla ölçülen değerler, önceden otomatik kontrole verilen (HC) verilen değerden saptığında, atık hava ve temiz hava bacasındaki klapeler açılıp kapanarak (S), atık havadaki su buharı miktarının hep ayarlanan optimal değerde kalması sağlanmaktadır.



Şekil 7.8. Atık ve temiz hava miktarlarının otomatik kontrol ve ayarına örnekler

Örnek C’de merkezi temiz hava giriş tertibatı yoktur, dolayısıyla temiz hava giriş miktarının her bölmedeki klapeler vasıtasıyla elle ayarlanması gerekmektedir. Ramözün çıkışındaki küçük bir bölmede termoelement (T_1) bulunmaktadır. Atık hava miktarı, optimal olarak ayarlanmış temiz hava miktarına göre yükseldiğinde (kurutucuda alçak basınç oluştuğunda) çıkıştaki yarıktan temiz hava emilmeye başlayacağından buradaki sıcaklık düşmeye başlar ve bunun üzerine sıcaklık kontrol ve ayar sistemi (TC) üzerinden atık hava vantilatörünün (M) devir sayısı azaltılır. Atık hava miktarı, optimal olarak ayarlanan temiz hava miktarına göre düşük kaldığında (kurutucuda yüksek basınç oluştuğunda) ise çıkıştaki yarıktan dışarıya temiz hava kaçacağından, buradaki sıcaklık artmaya başlar ve bunun üzerine sıcaklık kontrol ve ayar sistemi üzerinden (TC) atık hava vantilatörünün (M) devir sayısı azaltılır.

7.2.1.4. Termofiksaj, Termosolleme ve Kondensasyon İşlemlerinde Atık Hava Miktarının Ayarlanması

Termofiksaj, termosolleme ve kondensasyon gibi kuru işlemlerde atık hava miktarını azaltarak enerji tasarrufu imkanı kurutmaya nazaran daha fazladır. %4 nem ihtiva eden 1 kg tekstil mamulünün 180°C ’a ısıtılması ($200-210^{\circ}\text{C}$ ’a kadar) için gerekli enerji 100 kcal civarındadır. Yani 1 kg suyun ısıtılıp buharlaştırılması için gerekli enerjiye nazaran çok daha azdır. Eğer bu kuru işlemler sırasında atık hava bacaları tamamen kapanarak çalışırsa, enerji tüketimi yukarıda belirtildiği gibi 100 kcal/kg ile sınırlı kalacaktır.

Fakat, mamulde bulunan bazı maddeler yüksek sıcaklıkta buharlaştığı veya süblime olduğundan, bunların kurutucudan uzaklaştırılması için belirli atık hava miktarına ihtiyaç vardır. Buharlaşan veya süblime olan yabancı maddeler, sentetiklerde liflerin üretimi sırasında kullanılmış olan preperasyon maddeleriyle, pamuklu mamullerin bitim işlemlerinde kullanılan apre maddeleridir.

Bunların kurutucu havasındaki konsantrasyonu artınca, kurutucunun soğuk yerlerinde ve atık hava kanallarında yoğuşmaya başlarlar. Atık hava kanallarını izole ettirerek ve uygun, sürekli miktarda hava sirkülasyonu sağlayarak bu kirlenme önlenir.

Termofiksaj, termosolleme ve kondensasyon işlemlerinde atık hava miktarının hangi seviyeye kadar düşürülebileceği, liflerdeki preperasyon veya apre maddesinin cinsi ve miktarına bağlı olarak değişmektedir. Kesin bir kural olmamakla beraber:

1 kg pamuklu mamulün kondensasyonunda 4-5 kg ($5-6 \text{ m}^3$) atık havayla,

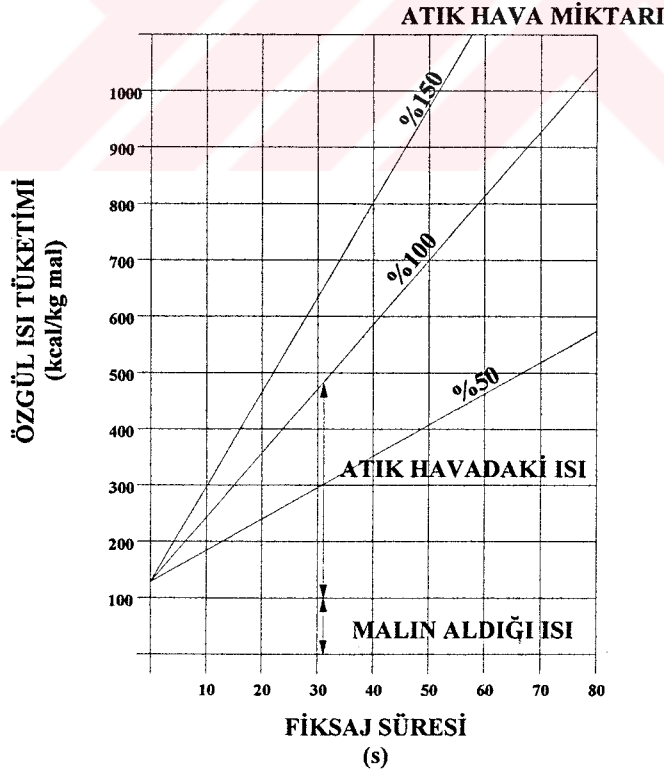
1 kg iyi yıkanmış sentetiğin termofiksajında, termosollemesinde 5-7 kg ($6-8,5 \text{ m}^3$) atık havayla,

1 kg yıkanmamış sentetiğin termofiksajında 10-12 kg ($12-15 \text{ m}^3$) atık hava ile çalışılması yeterli olmaktadır.

Şekil 7.9’da termofiksaj sırasında, termofiksaj süresine (kurutucuda kalış süresine) ve atık hava miktarına bağlı olarak özgül enerji tüketiminin ne kadar büyük farklılıklar gösterebileceği açık bir şekilde görülmektedir. Örneğin, düşük atık hava miktarıyla (%50) ve kısa sürede (20”) yapılan bir termofiksaj işleminde özgül enerji tüketimi sadece 220 kcal/kg civarında kalırken, yüksek atık hava miktarı (%150) ve uzun sürede (50”) yapılan termofiksaj işleminde bu rakam 1000 kcal/kg’a yaklaşmaktadır.

Özellikle kurutma ve termofiksaj (veya termosolleme veya kondensasyon) tek adımda yapıldığında; fakat normal kurutma, termofiksaj, termosolleme ve kondensasyon işlemlerinde de üretim hızını arttırarak (optimalleştirerek) zaman ve enerji tasarrufu sağlamaya yardım eden bir donatım da Monforts’tur. Bu donatımda her ramöz bölgesine bir ölçme kafası konulmakta ve kafalardan gelen teller merkezi değerlendirme ve gösterge cihazına bağlanmaktadır. Donatımda bir de elektronik ayar ünitesi bulunmaktadır.

Ölçme kafaları buldukları bölmedeki ısı bilançosunu (ısı tüketimini) tespit ederek, merkezi değerlendirme ve gösterge cihazına bildirmekte ve buradaki bölmelerdeki kumaşın sıcaklığına orantılı değerler görülmektedir. Suyun çok buharlaştırıldığı (veya kuru kumaşın ısındığı) ilk bölmelerde ısı tüketimi en fazla olduğundan, göstergelerde de en yüksek değerler



Şekil 7.9. Özgül enerji tüketiminin termofiksaj süresine ve atık hava miktarına bağlı olarak değişimini gösteren grafik

okunmaktadır. Mamuldeki nem azaldıkça (veya mamul ısındıkça) ısı tüketimi de azalacağından göstergelerdeki değerler de düşmektedir. Mamulün sıcaklığı, kurutma (veya termofiksaj veya termosolleme veya kondensasyon) sıcaklığına eşit olduğunda da, o bölme ve daha sonraki bölmelere ait göstergelerdeki değerler de sifıra yaklaşmaktadır.

Kurutma ile termofiksaj (veya termosolleme veya kondensasyon) tek adımda yapılıyorsa, kurutma ve daha sonra mamulün ısındığı bölmelerde enerji tüketildiğinden göstergelerde belirli değerler görülmektedir. Kuru mamulün termofiksaj (veya termosolleme veya kondensasyon) sıcaklığına kadar ısındığı bölmeden itibaren ise, göstergelerde sifıra yakın değerler görülmektedir. Yani bu cihazla kurutma ve kumaş ısınmasının biterek, termofiksajın (veya termosolleme veya kondensasyon) başladığı bölme tam olarak tespit edilebilmektedir. Bu noktadan itibaren gerekli gerçek termofiksaj (veya termosolleme veya kondensasyon) süresi cihaza verildiğinde (bildirildiğinde), elektronik ayar ünitesi kumaş geçiş hızını yavaş yavaş arttırarak, A noktasının (kumaşın kurumasının ve ısınmasının bittiği noktanın) optimal pozisyonda olmasını, yani bu noktadan itibaren kumaşın ramözde kaldığı sürenin, termofiksaj (veya termosolleme veya kondensasyon) için gerekli gerçek süreye tam uymasını sağlamaktadır.

Bir örnek verecek olursak: 10 bölmeli (her bölmesi 3 m boyunda) bir ramözde kurutma ve termofiksaj tek adımda yapılacaktır. Kumaş 210⁰C'a kadar ısıdıktan sonra gerekli gerçek termofiksaj süresi 9 saniyedir. Buna göre kumaş geçiş hızı 43 m/dak olarak ayarlandığında, kumaşın ramözde toplam kalış süresi 42 saniye olmakta ve emniyetli bir şekilde yeterli sonuçlar alınmaktadır.

Monforts ile yapılan bir ölçüm, 43 m/dak hızıyla çalışıldığında kumaşın kuruma ve ısınmasının 5. bölmede bittiğini ve bundan sonraki 5 bölmede kumaşın gereksiz yere 21 saniye termofikse olduğunu göstermektedir (Şekil 7.9.'da I nolu eğri). Ramöz Monforts'un elektronik ayar ünitesine bağlanır ve istenen gerçek termofiksaj süresinin 9 saniye olduğu cihaza bildirilirse, kumaş geçiş hızı yavaş yavaş 60 m/dak'a çıkar ve "kumaş sıcaklığı/ramöz bölmesi" eğrisi Şekil 7.9.'daki II nolu eğrinin şeklini alır. Yani kumaşın kuruması ve ısınması 7. bölmede biter ve termofiksaj son 3 bölmede meydana gelir. Kumaşın bu hızla son 3 bölmeden geçme süresi ise 9 saniye olduğundan, sonuç optimaldir.

Görüldüğü gibi Monforts sayesinde, gerekli termofiksaj etkisi düşürülmeden, kumaş geçiş hızı %35 kadar arttırılmıştır. Bu ise kapasitenin de %35 artması, enerji giderlerinin ise buna yakın bir oranda azalması demektir.

7.2.1.5. Taşınım Kurutucularda Isıtma Sistemleri

Taşınım kurutucularda değişik ısıtma sistemleri kullanılabilir ve bu sistemlerin verim dereceleri ile kullandıkları yakıtların fiyatları büyük farklılıklar gösterdiğinden, kullanılan ısıtma sistemine bağlı olarak birincil enerji tüketimi ve maliyeti de önemli ölçüde farklılıklar gösterebilmektedir. Kurutucularda kullanılabilen ısıtma sistemlerine değinecek olursak:

7.2.1.5.1. Basınçlı Buhar Isıtması

Bugün için ülkemizde en fazla kullanılan bu sistemde, normal kurutmalar için 6 atülük buhar yeterli olabilmekteyse de, özellikle ilk bölmelerde 10 atülük buhar kullanılmasında kurutucunun veriminin artması bakımından fayda vardır. Eğer kurutucuda kondensasyon (buruşmazlık yüksek şartlandırması) işleminin yapılması düşünülüyorsa, o takdirde kullanılacak buharın en az 10 atülük olması zorunludur.

Kurutucu aynı zamanda sentetik liflerin termofiksajında veya termosol yöntemine göre boyanmasında da kullanılacak ise, bunun için gerekli yüksek sıcaklıklar (200-230⁰C) ancak 40 atülük buhar kullanarak sağlanabilir. Genellikle şartlandırma işletmelerinde bu kadar yüksek basınçta buhar kullanılmadığından da, yüksek sıcaklıklar buhar ısıtmasına ek olarak elektrikli ısıtma da uygulayarak sağlanabilmektedir.

Basınçlı buharla ısıtmanın, yüksek sıcaklıkların sağlanamaması yanında en önemli mahsuru sistemin verim derecesinin düşük olmasıdır. Açık kondensat dönüşlü ve normal bir kazana sahip basınçlı buhar sistemindeki enerji kayıpları %44'ü bulabilmektedir. Ancak bu kayıpların miktarı gerekli cihazlar kullanılırsa %12-15'e kadar düşürülebilmektedir.

Basınçlı buharla ısıtmanın, kurutucularda uygulanabilen diğer sistemlere nazaran en büyük avantajı ise, bu sistemde yakıt olarak ülkemizde ucuz ve bol olarak bulunan linyit kömürünün kullanılabilmesidir.

7.2.1.5.2. İndirekt Fuel-oil veya Doğal Gaz Isıtması

Buhar kapasitesi yeterli olmayan işletmelerde, yeni bir kurutucu alındığında buhar tesisini büyütme yerine, kurutucuya konulacak yakma donatımıyla, doğrudan kurutucuda ısı enerjisi sağlama yoluna gidilebilir. Bu sistem için yakıt olarak fuel-oil veya doğal gaz kullanılmaktadır.

Sistemin esasına, kurutucunun her bölümüne yerleştirilen brülörler oluşturulmaktadır. Bu brülörlerden çıkan alevler doğrudan radyatörlerin içine yönelik olup, radyatörlerin içinden geçip özel vantilatörler tarafından emilen sıcak yanma gazları, radyatörlerin dışından geçen kurutma havasını ısıtmaktadır.

Sistem, buharlı ısıtmaya nazaran dağıtım borularında ve kondens suyu dönüşünde ısı kayıpları olmaması bakımından avantajlıdır. Fakat yanma gazları bütün ısı enerjisini vermeden dışarı atıldığından, yinede verim derecesi %70-80'i pek geçmez.

Merkezi buhar sistemine bağlı olmaması nedeniyle, fazla mesai yapılırken veya buhar kazanlarının bir kısmının kapatıldığı gece vardiyalarında da rahatlıkla kullanılabilen bir sistemdir.

7.2.1.5.3.Kızgın Yağ Sirkülasyonu Isıtması:

Özellikle termofiksajda yapılan kurutucularda 230⁰C'a kadar varan sıcaklıkların sağlanmasında veya buhar kapasitesi yeterli olmayan işletmelerde uygulanan bu yöntemde, ısıtma kurutuculardaki radyatörler içerisinde kızgın yağ sirküle edilerek sağlanmaktadır. Yağın ısıtılması, kurutucunun yanına konan fuel-oil veya doğal gazla çalışan kazanlarda yapılmakta olup, az yer tutması (1-1,5 m²) için bu kazanlar diklemesine bir konstrüksiyona sahiptirler.

Sıcak baca gazlarındaki ısı enerjisi ve pompalardaki elektrik enerjisi kaybı nedeniyle bu sistemin verim derecesi de %70-80 civarında kalmaktadır.

İndirekt fuel-oil veya doğal gaz ısıtmasında olduğu gibi, yağ sirküleli ısıtmalarda da, buharla ısıtmadan farklı olarak ateşleme yapıldıktan kısa bir süre sonra kurutucu kullanılmaya başlanabilir.

7.2.1.5.4.Direkt Doğal Gaz Isıtması:

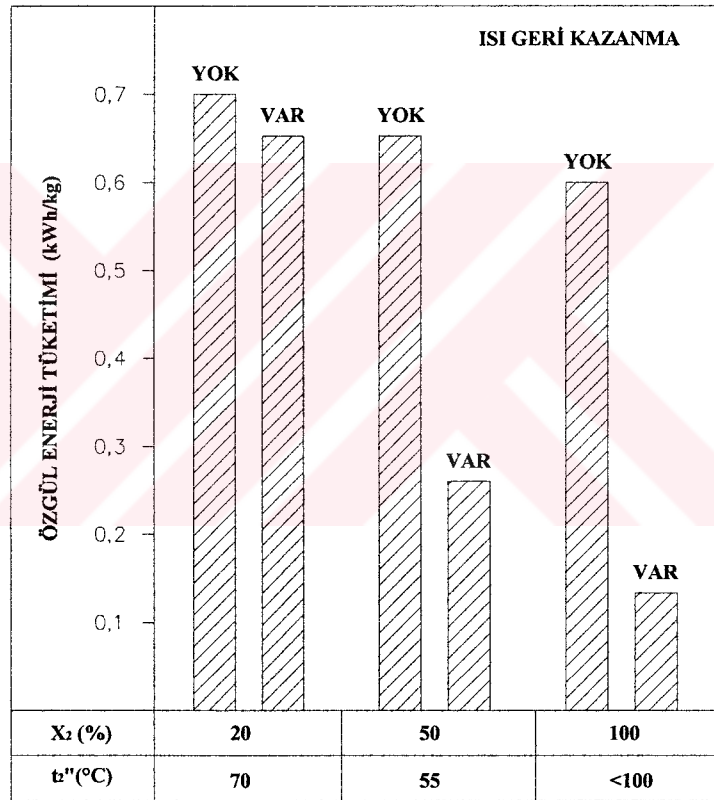
Yukarıda değinilen ısıtma sistemlerinde: buhar, yanma gazları veya kızgın yağ yardımıyla radyatörlerde hava ısıtılmakta ve bu ısınmış hava kurutmayı sağlamaktadır. Burada radyatörlere, ısı iletimine gerek kalmadığından, baca gazlarındaki enerji kaybı hariç, %100'e yaklaşan bir verim derecesi ile çalışılabilmektedir. Kullanılan brülörler kapalı yanma odacıklarına yerleştirilir ve böylece kontrolsüz ikincil hava akımının yanma odacıklarına girmesi önlenirse, %7'lik bir baca gazı kaybı ile sistemde %93'lük ısıtma verimi sağlanabilmektedir.

Fakat diğer taraftan direkt ısıtmanın bazı mahsurları, tehlikeleri vardır:

- Yakma sisteminde meydana gelebilecek bozukluk veya ayarsızlıklar sonucu, kurutulan tekstil mamulünün kirlenme (is) tehlikesi vardır.
- Yanma gazlarındaki CO₂ ve SO₂ gibi asidik veya indirgen etki gösteren maddeler boyar maddelere olumsuz etki gösterebilmektedirler.
- Yanma gazlarındaki CO₂, SO₂ , SO₃ ... gibi maddeler kurutucu içerisinde korozyona yol açabilmektedirler.

- Yakıtta ve brülörlerde meydana gelecek oynamalar, kurutma gazının sıcaklığının da değişmesine yol açmaktadır, yani sıcaklığın sabit tutulması zordur.

Direkt ısıtma sistemleri imal eden işletmelerin yetkilileri ise, bu mahzur ve tehlikeleri reddetmektedirler. Yanma, basınçlı hava püskürtme prensibine göre çalışan brülörlerle kapalı yanma odacıklarında yapıldığında, elde edilen alev tamamen mavi, ıssız bir alevdir. Özel bir donatım yardımıyla, kurutucudan geçmiş atık (dolayısıyla biraz nemlenmiş ve soğumuş) kurutma gazı (baca gazı-hava karışımı) ile yeni elde edilen baca gazları istenilen oranlarda karıştırıldıktan sonra tekstil mamulüne püskürtülmektedir. Elektrik ve pnömatik otomatik ayar sistemleri sayesinde de kurutucudaki sıcaklık $\pm 1,5$ °C hassasiyet ile sabit tutulabilmektedir. Kullanılan ve nemlenen baca gazlarının bir kısmı sürekli olarak dışarı atıldığından,



Şekil 7.10. Kızgın buharla ve sıcak havayla yapılan taşınım kurutmaların enerji tüketimlerinin karşılaştırılması ($x_2 = \text{kg H}_2\text{O} / \text{kg hava} \cdot 100$)

kurutucudaki gazın içerisindeki CO₂ miktarı %2-3'ü pek aşmazken SO₂ miktarı da kokusu hissedilmeyecek kadar az olmaktadır. Bu nedenle, boyar maddelerin olumsuz olarak etkilenmesi veya kurutucuda korozyon tehlikesi fazla değildir. Ancak tekstil mamulünde uçucu halojenli bileşikler (klorlu taşıyıcılar, perfloralkil bileşikleri ...gibi) bulunduğu

buharlaşan bu bileşikler brülör alevinde parçalanarak asit oluşturmakta, bu da boyamaların farkının değişmesine ve kurutucuda korozyona yol açabilmektedir.

7.2.1.5.5.Kızgın Buharla Kurutma

Kurutmanın sıcak hava veya baca gazları yerine, kızgın buharla yapılabilmesi de mümkündür. Ancak sıcak hava ile çalışan kurutuculara nazaran %50 daha yüksek yatırım gerektiren bu sistemle çalışıldığında sağlanan enerji tasarrufu çok fazla olmadığından, pek uygulama alanı bulamamış bir yöntemdir.

Kızgın buharla kurutma yapılır ve atık buhar bir ısı değiştiricisinden geçirilirse, buhar enerjisinin tamamına yakın kısmının geri kazanılabilir. Sadece kondensattaki (yoğuşma suyundaki) bir miktar ısı enerjisi kayba uğramaktadır. Şekil 7.10'da görüldüğü gibi böyle bir uygulama sonucu, 0,75 kg suyun uzaklaştırılması için tüketilen enerji miktarı 0,12 kWh (=103 kcal)'e kadar düşürülebilmektedir. Kızgın buharla kurutma bazı mamullerin özelliklerini olumlu olarak etkilediğinden, araştırma yapılması gereken bir konu olduğu mutlaklıdır.

7.2.1.5.6.Soğutarak Isıtma

Düşük sıcaklıklardaki (75-90⁰C) hava ile yapılan kurutmalar için söz konusu olan bu sistem, halen tamburlu kurutucuların (bitmiş parçaların kurutulmasında kullanılan bir makinedir.) ısıtılmasında uygulanmaktadır ve bobin kurutmada da kullanılır.

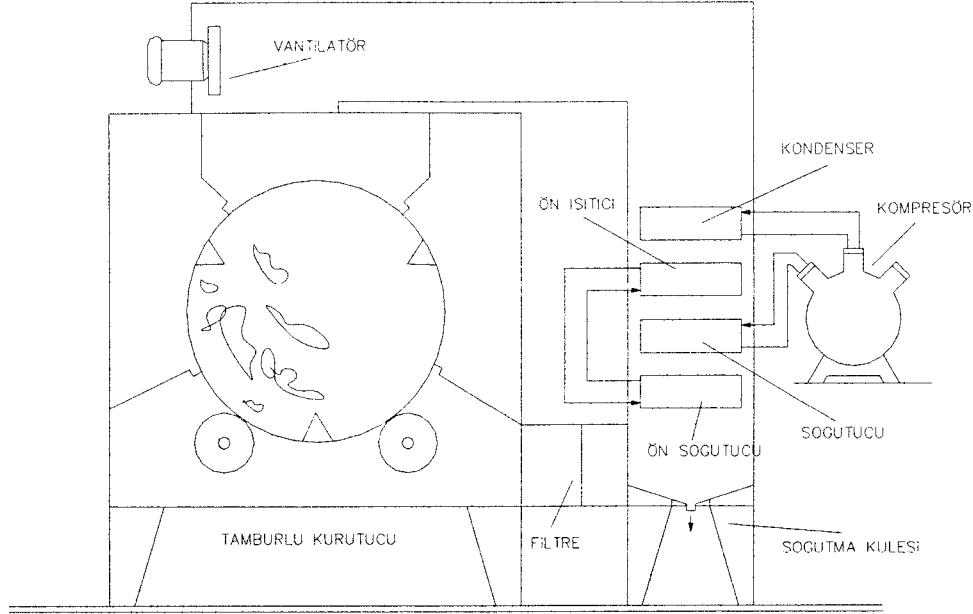
Sistemin esasını oluşturan "Isı Pompaları" hakkında Bölüm 6.7'de bilgi verilmiş olunmasına karşın bu bölümde de bu alandaki kullanım şekli kısaca belirtilecektir.

Kurutucudan atılan sıcak nemli atık hava, kurutucunun yanındaki soğutma kulesinde bir "ön soğutucu" ve "soğutucu" dan geçirilerek +5⁰C'a kadar soğutulmaktadır. Bu esnada havadaki suyun büyük bir kısmı yoğuşacağından, bağıl nem miktarı %12-13'e düşmektedir. Bir sonraki adımda bu kuru ve soğuk hava bir "ön ısıtıcı" ile "kondenser"den geçirilerek 70-75⁰C'e kadar ısıtılmakta ve kurutucuya gönderilmektedir.

Ön soğutucu ile ön ısıtıcı kapalı bir su sirkülasyonu devresi ile birbirine bağlı olup, nemli havanın soğutulması ile alınan ısı enerjisi, ön ısıtıcıda kuru havanın ısıtılmasında kullanılmaktadır.

Soğutucuda ve kondenserde ise kapalı birer "soğutma gazı" (örneğin Freon) devresi bulunmaktadır. Kompresörde sıkıştırılan sıvı soğutma gazı, soğutucunun serpantinlerinde genişirken buharlaşmakta ve buradan geçmekte olan nemli havadan ısı enerjisi (buharlaşma enerjisini) alarak havayı soğutmaktadır.

Soğutucudan gelen genişmiş soğutma gazı kompresörde yoğuşma basıncına kadar sıkıştırılmakta ve bu esnada bir kısım tahrik enerjisi de ısıya dönüşmektedir. Sıkıştırılmış soğutma gazı (kızgın buhar şeklindedir) kondensere gönderildiğinde, ısısının büyük kısmını



Şekil 7.11. Isı pompası yardımıyla soğutarak ısıtma

burada geçmekte olan ılık, kuru havaya vermekte ve yoğuşmaktadır. Yoğuşan soğutma maddesi soğutucuya gönderilerek orada genişmekte ve çalışmaya bu şekilde devam edilmektedir.

Sistemde yalnızca kompresörün tahriki için enerji kullanıldığından ve suyun buharlaşması için sarf edilen enerji (620 kcal/kg) soğutucularda geri kazanıldığından, 1 kg suyun buharlaştırılması için tüketilen enerji sadece 400 kcal'dir.

Bu derece düşük enerji tüketimine karşılık, sistemin mahsuru, yüksek kurutma sıcaklıklarının sağlanamamasıdır (soğutma gazının sıkıştırılmasında gerekli basınç çok arttığından).

7.2.2. İletimle Kurutma

İletim kurutma için kullanılan silindri kurutucuların (barabanların) yatırım giderleri düşük olduğundan, bunlarla yapılan kurutmalarda sabit giderler payı düşüktür ve dolayısıyla kurutma maliyeti ucuzdur.

İstenildiği takdirde barabanlarda, silindirlere kumaşın sadece bir yüzü degecek şekilde bir geçiş şekli mümkündür. Bazı barabanlarda ise, baştan sona doğru silindirlerin dönüş hızları istenilen oranda düşürülerek, kumaşın çözgü yönündeki iç gerilimlerden kurtulması, yani çözgü yönünde çekmesi de sağlanabilmektedir. Böylece barabanların en büyük mahzuru olarak geriye, bunlarda en kontrolünün yapılamaması ve aşırı kurutma tehlikesinin fazla oluşu kalmaktadır. Bu mahzurun giderilmesi ve toplam kurutma maliyetinin yine de fazla yüksek olmaması için önerilebilecek bir çözüm yolu: Kurutma barabanda başlayarak suyun büyük bir kısmı ucuz olarak burada uzaklaştırıldıktan sonra, kurutmayı ramözde tamamlamaktır.

Böylece kumaşın fazla kurutulma tehlikesi ortadan kalkacağı gibi, ramöz kısmında en ve boy ayarı da yapılabilir.

Çizelge 7.4. Silindir kurutucuların kurutma veriminin değişimi

Doymuş Buhar Basıncı (atü)	Kurutma Verimi (kg/h.m silindir)			
	Maksimum Gergin		Az Gergin	
	Hava Püs.	Normal	Hava Püs.	Normal
3	45	27	30	18
6	57	34	38	23
10	67	40	45	27

Mamulün dışı bakan kısmında taşınım yoluyla ısı alışverişini ve mamul yüzeyinde meydana gelen su buharının uzaklaştırılmasını arttırmak için, silindirli kurutucularda kumaş üzerine hava da püskürtülmektedir. Hava püskürtülmesi genellikle yanlardan silindir eksenine paralel yönde yapılmakta, bazen daha karışık olmakla beraber çap yönünde püskürtülmektedir.

Hava püskürtülüp püskürtülmemesinin yanında, kurutma verimini etkileyen önemli bir husus da, kumaşın silindirlerden geçiş anındaki gerginliğidir. Gerginlik arttıkça silindir yüzeyiyle temas artacağından kurutma verimi de artmaktadır.

7.2.3. Işınım veya Yüksek Frekansla Kurutma

Kızılötesi ışınlarla kurutma için, tekstil sanayiinde genellikle emisyon maksimumu 2-3 μm civarında olan kızgın (kor) ışınlayıcılar kullanılmaktadırlar. Elektrikli IR-ışınlayıcılarının verim derecesi biraz daha yüksek ve bunlarla çalışmak daha kolay olduğundan, kurutma maliyetlerinin daha pahalı olmasına rağmen, ülkemizde de elektrikli IR-ışınlayıcılar, gazlı IR-ışınlayıcılara tercih edilmektedirler.

Genel olarak kızılötesi ışınlarla kurutma pahalı olduğundan, şartlandırma dairelerinde bu şekilde bir kurutma tek başına uygulanmayıp, daha ziyade mekaniksel ön kurutmadan sonra, şok şeklinde ikinci bir ön kurutma için kullanılmaktadır. Yani kurutmanın tamamlanması, yine taşınım veya iletim kurutma prensibine göre çalışan bir kurutucuda yapılmaktadır.

Kızılötesi ışınlarıyla kurutmanın (IR-kanallarının) bu şekildeki ön kurutmalarda tercih edilmelerinin bazı nedenleri şöyle özetlenebilir:

- Mamul yüzeyinde nem bulunduğu sürece, kanaldaki çok yüksek sıcaklıklara (500-1200⁰C) rağmen, mamulün yaş termometre sıcaklığı 100⁰C'ın altında kalmaktadır.

- IR-ışınlayıcı kanalları az yer tutmalarına rağmen, yoğun bir kurutma sağlayabilmektedirler.
- Kanalda taşıma valsleri bulunmadığından ve mamul üzerine direkt hava püskürtmesi söz konusu olmadığından, yaş mamul bu kanaldan (genellikle 2 m yüksekliktedir) geçerken hiçbir yere temas etmeden suyunun büyük bir kısmını kaybetmektedir.
- IR-ışınlayıcı kanalında mamuldeki yüzey suyunun tamamı ve kapılar suyunun büyük kısmı şok şeklinde uzaklaştırıldığından, daha sonraki kurutma sırasında migrasyon meydana gelme tehlikesi iyice azalmaktadır.

Ülkemizde IR-ışınlayıcılar kullanılırken karşılaşılan en önemli sorunlardan birisi de, çalışırken elektrik kesintisi olursa, kurutma kanalında kalan kumaşın tutuşma veya zarar görme tehlikesinin yüksek oluşudur. Bu nedenle kurutma kanalına yapılacak ek bir donatıyla, kumaş geçişinin durması halinde ışınlayıcıların hemen sönmelerinin (gazlı tip olsalar da) ve kanala azot gazı püskürtülmeye başlanmasında fayda vardır. Azot gazı hem kanalı soğutarak, hem de yanma için yanma için gerekli oksijeni kanaldan dışarı atarak etkili olabilecektir.

Yüksek frekanslı kurutucuların esası, kurutulacak mamulün yüksek frekanslı alternatif akıma bağlı iki tane kondansatör levhası arasından geçirilmesine dayanmaktadır. Su molekülleri bir dipol oluşturduklarından kondansatör levhalarının + ve – yüklü oluşuna göre belirli bir yerleşme şekli almak istemektedirler. Fakat yüksek frekanslı alternatif akım kullanıldığından, kondansatör levhalarının yükü devamlı olarak değişmekte ve buna bağlı olarak da su moleküllerinin yerleşme şekli de devamlı olarak değişmek istemektedir. Saniyede milyonlarca kere tekrarlanan bu değişme sırasında, moleküllerin sürtünmesi sonucunda açığa çıkan ısı, suyun buharlaşmasını sağlamaktadır.

Yüksek frekanslı kurutucuların; 13,56 , 27,12 veya 40,68 MHz frekanstaki alternatif akımla çalışan dielektrik kurutucular ve 896 ,915 veya 2450 MHz frekanstaki alternatif akımla çalışan mikro dalgalı kurutucular olmak üzere iki ayrı modeli bilinmektedir. Genellikle birinci tip (dielektrik kurutucular), mikro dalgalı kurutuculara tercih edilmektedirler.

Yüksek frekans uygulaması sırasındaki verim %95-98 ile çok iyidir. Fakat yüksek frekanslı akımın elde edildiği jeneratörlerdeki verim %65-70 ile oldukça düşüktür. Bu %30-35'lik verim kaybı triodun soğutulması sırasında meydana gelmektedir. Soğutma daha evvelen hava ile yapılırken, günümüzde suyla soğutulabilen porselen triodlar da imal edilmektedir. Isınan soğutma suyunun yaş işlemlerde kullanılması durumunda enerji kaybı iyice azalmış olmaktadır.

Yüksek frekanslı kurutucuların, diğer kurutma prensiplerine nazaran bazı avantajları şu şekilde özetlenebilir:

- Bu kurutucularda hacimli mamullerin de (bobin ve balyalar da dahil), içi dışı düzgün bir şekilde kurutulabilirler.
- Kurutma her tarafta birden (yüzeyde ve mamulün içerisinde) meydana geldiğinden, hızlı bir kurutma sağlarlar ve kurutma sırasında migrasyon tehlikesi yoktur.
- Daha yaş olan kısım daha fazla enerji absorbe edeceğinden, ön kurutma düzgün olmasa bile, yine de mamulün her bölgesinde eşit oranda bir nemlilik sağlamaktadırlar.
- Mamulde kalan nem miktarı hassas bir şekilde kontrol ve ayar edilebilmektedir, aşırı kurutma tehlikesi yoktur.
- Kumaş geçmesinin durması (örneğin elektrik kesilmesi) halinde, kurutma da hemen durmakta ve mamul sıcaklığı da 80⁰C'ı (yaş termometre sıcaklığı) pek geçmediğinden, herhangi bir zarar söz konusu olmamaktadır.

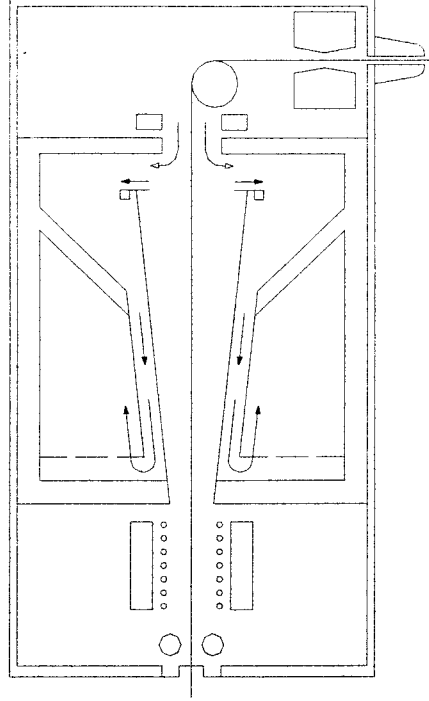
Bütün bu avantajlarına rağmen, ilk yatırım ve enerji giderlerinin yüksek, bakımlarının da zor olması nedeniyle, yüksek frekanslı kurutucular normal tekstil şartlandırma dairelerinde kısıtlı bir kullanım alanı bulabilmişlerdir.

7.2.4. Yakarak Kurutma (Remaflam)

Höchst ve Brückner firmalarınca geliştirilen bu yöntemde, kumaş sulu flotte yerine su/metanol karışımlı flotteyle emdirilmekte ve daha sonra ısıtılan kumaş yüzeyindeki metanol buharları tutuşturularak kurutma sağlanmaktadır.

Metanol yerine etanol kullanılabilirse de, birçok ülkede metanol daha ucuz olduğundan tercih edilmektedir. Saf metanolün hem tutuşma noktası düşük olduğundan, hem de maliyet yüksek olacağından normal olarak %35 metanol ile %65 su karışımının (hacimsel yüzde) kullanılması tavsiye edilmektedir. İstenildiğinde karışımdaki metanol oranı biraz yükseltilecek, kurutma hızı da arttırılabilmektedir.

Metanol/su karışımının tutuşma noktası 35⁰C civarında olduğundan, Remaflam tesisinin kumaş önce IR-ışınlayıcılar arasından geçirilerek ısıtılmakta ve kumaştaki metanolün bir kısmının buharlaşması sağlanmaktadır. Bundan sonraki kısmında ise, bu buharlar tutuşturularak yanmaya başlamaktadır. Metanolün yanması sırasında 19.900 kJ/kg enerji açığa çıkmaktadır. Dolayısıyla kumaş ısınmakta ve sürekli olarak bir miktar daha metanol buharlaşarak yanmaktadır. Esas yanma bölgesindeki gazların sıcaklığı 600⁰C'a, çıkıştaki ikincil yanma bölgesindeki gazların sıcaklığı ise 800⁰C'a ulaşmaktadır. Yanma sonucunda açığa çıkan büyük ısı enerjisi miktarına ve çevresindeki yüksek sıcaklığa rağmen kumaş



Şekil 7.12. Remaflam kurutma tesisi

sıcaklığı ise $70-75^{\circ}\text{C}$ 'ı geçmemektedir. Zira kumaştan buharlaşan metanol ve su, sürekli olarak buharlaşma enerjisi çektiklerinden kumaşı soğutmaktadırlar. Bilindiği gibi bu durum kumaşta buharlaşacak sıvı bulunduğu sürece geçerlidir. O nedenle iyi bir nem ayarlayıcısı yardımıyla, aşırı kurutma meydana gelmeden, yani kumaştaki higroskopik nem uzaklaşmadan kumaşın yanma kanalından çıkmış olması gerekmektedir.

Yanma kanalından çıkan sıcak yanma gazları Şekil 7.12'de görüldüğü gibi özel bir vantilatör yardımıyla yukarıdan emilerek, yanma kanalının dış kısmından aşağıya doğru gönderilmekte ve bu esnada yanma kanalının çelik cidarlarını arkadan ısıtmaktadır. İstenildiği takdirde atık yanma gazları bir ısı değiştiricisinden de geçirilerek içerdikleri ısı enerjisinin bir kısmı daha geri kazanılabilmektedir.

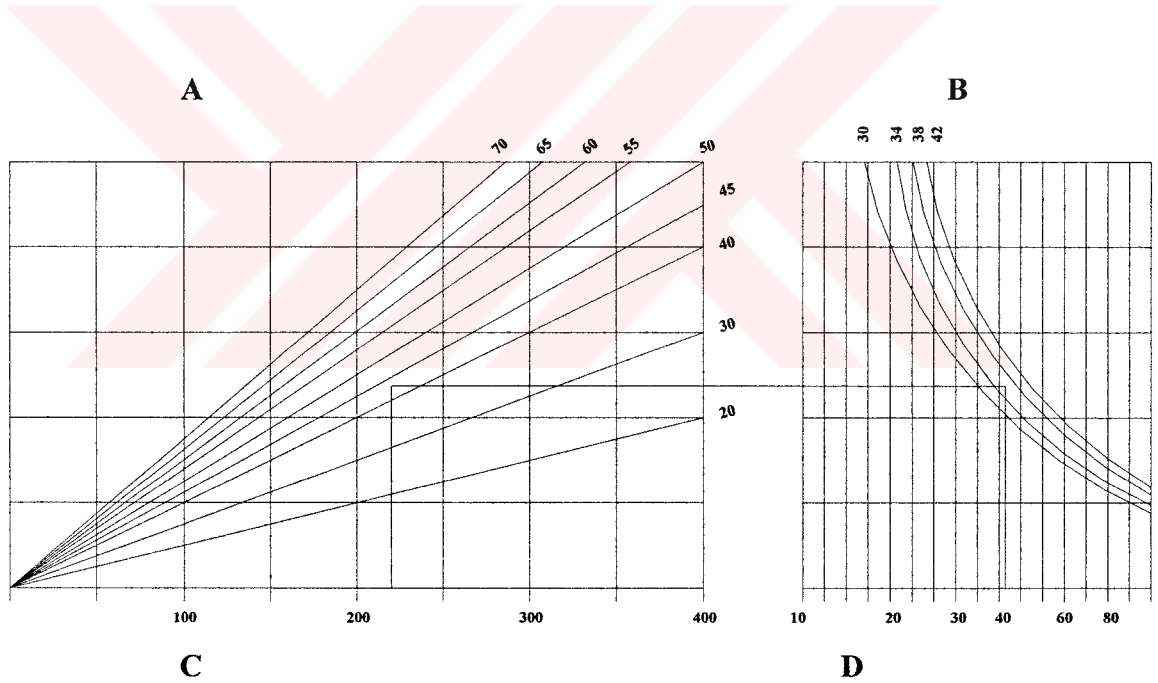
Remaflam tesisi çalıştırılmaya başlandığında, kumaş geçiş hızı 10 m/dak civarındadır, tesis ısındıkça bu hız artar ve 5 dakika içerisinde maksimum hızının %70'ine çıkar. Maksimum hıza ulaşılması ise 30 dakika sonra olmaktadır. Bu nedenle küçük partiler kurutulduğunda tesisin ortalama çalışma hızı, büyük partilere nazaran daha düşük çıkmaktadır.

Kurutmanın hangi hızla yapılacağı, kumaşın ağırlığı, kumaştaki flotte miktarı, kumaşta kalacak higroskopik nem miktarı ve flottedeki metanol % sine bağlı olarak değişmekte ve Şekil 7.13'teki diyagramlar yardımıyla kolaylıkla bulunabilmektedir.

Remaflam tesislerinde, çıkışta kumaştaki nem miktarını ölçme ve ayarlama donatımı ile, yanma ve art yanma odacıklarının ve atık havanın sıcaklıklarını kontrol donatımlarının yanında, iki tane de UV-cell bulunmaktadır. Bunlardan bir tanesi yanma kanalında sürekli olarak alev kontrol etmekte ve herhangi bir nedenle alev söndüğünde kumaş geçişini durdurmaktadır. Diğer UV-cell (morötesi ışınlarla çalışan fotosel) ise fulard ile yanma kanalı arasındaki bölümü kontrol ederek, elektrik kesilmesi anında fularda su püskürtülmesinin sağlamaktadır.

Remaflam yöntemi esasında, polyester/pamuk (veya viskon) karışımlarının termosol yöntemine göre boyanmasında yapılan kurutmalar için geliştirilmiştir. Fakat daha sonra yapılan araştırmalar saf pamuklu ve poliamid mamullerinde remaflam tesislerinde kurutulabileceklerini göstermiştir. Bu yöntemin bazı avantajları şu şekilde özetlenebilir:

- Enerji kayıplarının düşük olması (birincil enerji esasına göre %72 verimle çalışması)
- Isıtma için ve duruşlar sırasında enerji tüketiminin olmaması



A	Alınan Flotte (%)	Örnekte;	A = % 43
B	Metanol (hacim %)		B = % 36
C	Kumaş Ağırlığı (g/m ²)		C = 220 g/m ²
D	Kumaş Hızı (m/dak)		D = 42 m/dak

Şekil 7.13. Remaflam tesisinde kumaş geçiş hızının ayarlanmasına ait diyagramlar

- Dar en kumaşlar kurutulurken enerji tüketiminin artmaması,
- Şok kurutma meydana geldiği için migrasyon tehlikesinin azalması
- Atık havanın sıcaklığı yüksek olduğundan, iyi bir verimle enerji geri kazanılabilmesi

Dezavantajlarına gelince;

- Diğer makinelere kombine edilerek kesiksiz çalışmaya uygun olmaması
- Trikotajların kurutulması için uygun olmaması,
- Kurutma hızının çok yüksek olmaması (30-40 m/dak) ,
- Artan flottede kalan metanolün kanala dökülmesi

gibi durumlar söylenebilir.



8. ŞARTLANDIRMA DAİRELERİNDE ENERJİ ÜRETİMİ ve DÖNÜŞÜMÜ

Tekstil işletmelerinde tüketilen enerjinin %70'ini, hele işletmede haşılama yapılmıyorsa %80-85'ini, tek başına terbiye dairesi tüketmektedir. Tekstil sanayinde ısı enerjisi ise %90'ın üzerindeki bir oranla buhar vasıtasıyla karşılanmaktadır. (Flumen ARGE, 1995)

Birincil enerji kaynağının (yakıtın) ısı enerjisine ihtiyaç olan yerde yakılması ve ısıtmanın doğrudan yanma gazları tarafından sağlanması terbiye dairelerinde de artan bir önem kazanmaktadır. Ancak gerek kolaylığı ve az yer tutması, gerekse temizliği bakımından, direkt ısıtma gaz halindeki yakıtlarla (doğal gaz, hava gazı, bütan gazı) yapıldığı takdirde iyi sonuçlar vermektedir.

Direkt ısıtmada doğal gaz kullanıldığında, birincil enerjiden %92-93 oranında verim sağlanabilmektedir. Halbuki önce buhar üretilir ve bu buhar terbiye dairesine gönderilip radyatörler içerisinden geçirilerek ısıtma yapılırsa, birincil enerjiden faydalanma derecesi (verim oranı) %50'nin altına düşebilmektedir. Örneğin:

Alt ısıtma değeri 10250 kcal/kg (42900 kJ/kg) olan 1 kg fuel-oil ile $\eta = \%82$ olan bir buhar kazanında buhar üretilirse, buhara dönüşecek olan enerji miktarı 8405 kcal (31145 kJ) olacaktır. Borulardaki ve vanalardaki kayıplar nedeniyle buhar dağıtım tesisatındaki verimin $\eta = \%85$ olduğu kabul edilirse, kurutucuya gelecek enerji miktarı 7144 kcal (29875 kJ)'dur. Kurutucudaki verimin de %70 olduğu varsayıldığında kurutmada faydalanılabilen enerji miktarının 5000 kcal (20900 kJ) olduğu görülmektedir ki, bu da kullanılan birincil enerjinin yarısından bile azdır.

Metanol kullanılarak yapılan kurutmalarda da (Remaflam yöntemi) %72'lik bir verim sağlanabilmektedir ki, bu bile buharla yapılan indirekt ısıtmalarda sağlanan ortalama toplam verimden oldukça daha yüksektir.

Ülkemizde de termofiksaj ve termosolleme için kurutucularda uygulanan kızgın yağ devir daimi ile ısıtma sistemi merkezi olarak da uygulanabilmektedir. Kapalı kondens suyu devresine sahip buhar tesislerine nazaran büyük bir avantaj getirmediğinden, tek bir kurutucu için uygulandığında da, yakıt olarak kömür ile çalıştırılmadığından ilk tahminlerdeki kadar yaygınlaşamayan bir sistemdir.

Daha ziyade düşük sıcaklıklarda yapılan çalışmalarda kullanılan ve son yıllarda önemi artan bir ısıtma şekli de kızgın su devri daimi ile ısıtmadır.

8.1.Buhar Üretimi

Buhar terbiye dairelerinde iki amaçla üretilmektedir.:

a) Isıtma için;

Isıtmalarda buhar kullanımını da iki şekilde yapılmaktadır:

i. Direkt Buhar Isıtması

ii. İndirekt buhar ısıtması (1-11 bar (ata) arasında değişen basınçlardaki buharla)

b) İşlem Ortamı Olarak;

Eskiden genellikle basmaların fiksajında uygulanan buharlama, bugün ön terbiye ve boyacılıkta yaygınlaşan yarı kesikli ve kesiksiz yöntemlerde de (pad-steam, U-box, conveyor, J-box, pad-roll) buhar hem ısıtma, hem de işlem ortamı olarak kullanılmaktadır. Yün apresinde de, başta dekatür ve relaksiyon çektirmeleri (London-shrink) olmak üzere bazı işlemlerde, buharlı ortamda çalışılmaktadır.

Kullanış şekillerindeki bu farklılık nedeniyle işletmelerde 2 ayrı buhar dağıtım tesisatının bulunmasında fayda vardır:

1) Hafif kızdırılmış doymuş buhar (bu buharın hafif kızdırılmış olması, kazan dairesinden kullanma yerine gidinceye kadar yolda uğrayacağı ısı kaybını karşılamak amacıyla yapılmaktadır.)

2) 7-11 bar (ata) basınç altındaki buhar

Tek buhar dağıtım tesisatı kullanılması ve basıncın makine girişlerinde detantörlerde düşürülmesi önemli bir enerji kaybı kaynağı olduğundan tavsiye edilemez.

Terbiye dairelerinde kullanılacak buharın basıncı 7-11 barı geçmediğinden, genellikle kullanılan buhar kazanları da bu basınçta buhar üretmeye uygun şekilde seçilmektedirler. Ancak daha yüksek basınçta buhar üretip, bunun istenilen basınca kadar geliştirilmesi sırasında açığa çıkacak enerjiden tahrik gücü olarak (örneğin bir jeneratörde) faydalanmak çok daha akılcı bir uygulama şeklidir.

Buhar üretimi sırasında enerji kayıplarını azaltmak için kullanılan bazı yöntemler aşağıda belirtilmiştir:

8.1.1.Aşırı Havayla Yakmanın Önlenmesi:

Yanma sırasında, yanma ortamında yeterince hava bulunmaz veya hava ile yakıtın teması iyi bir şekilde sağlanamaz ise, yanmadan atılacak yakıt zerrecikleri nedeniyle isli bir ortam meydana gelir. Gerek çevre kirlenmesine, gerekse enerji kaybına neden olan bu durum, gözle görülebildiği için hemen fark edilebilmektedir. Kazan operatörlerinin isli yanmayı önlemek için aldıkları önlem, yanma donatımına gelen hava miktarını arttırmaktadır. Halbuki hava-yakıt temasının ve karışımının iyi olmaması nedeniyle meydana gelen isli yanmayı, teması

(karışımı) arttırarak önlemek yerine, gereksiz hava fazlası kullanarak önlemek birincil enerji tüketimini arttırmaktadır. Zira bu hava fazlasının da yanma temperaturüne kadar ısıtılması gerekmektedir.

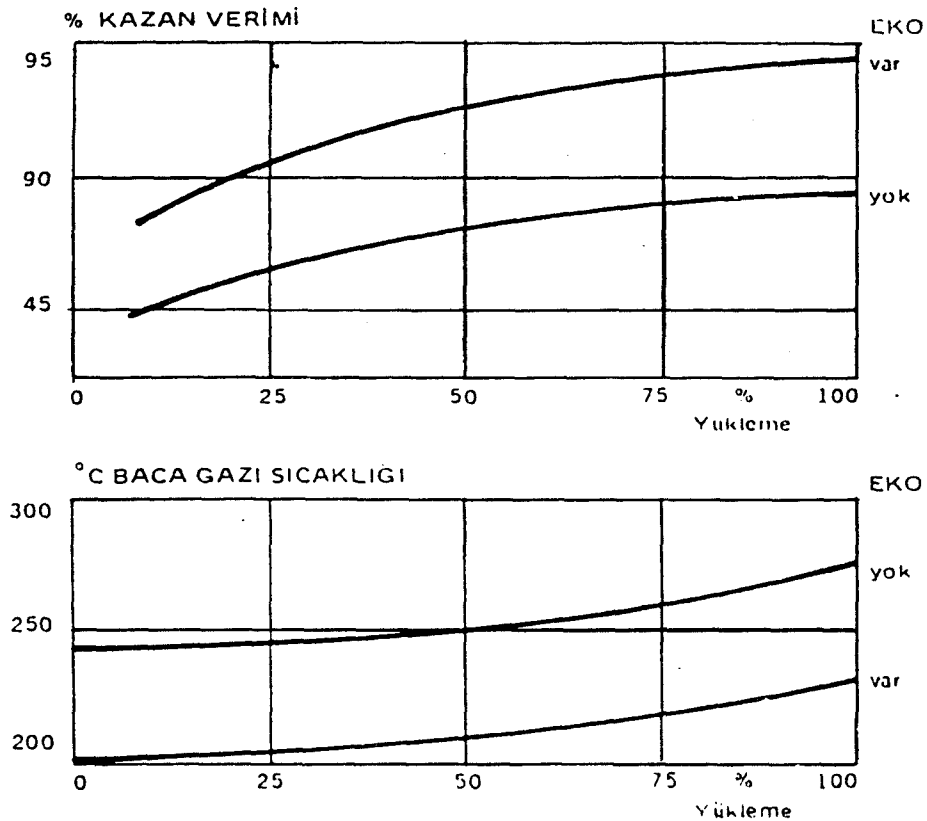
Bu nedenle baca gazlarının yalnız is durumunu kontrol etmek veya CO miktarını ölçmek yeterli değildir, aynı zamanda O₂ miktarı da ölçülmeidir. İdeal olarak baca gazlarındaki O₂ miktarının %2 olması istenmektedir. Bu oranın daha yüksek olması ise, yanmanın gereksiz hava fazlası ile yapıldığını gösterir.

A.B.D.'de yapılan bir araştırmada baca gazında %9,2 O₂ bulunan bir buhar kazanında (doğal gazla ısıtılan), hava-doğal gaz karışımı optimize edilerek baca gazındaki O₂ miktarı %2'ye düşürüldüğünde, 59×10^6 kJ/h olan birincil enerji tüketimi $55,95 \times 10^6$ kJ/h'a düşmüştür, yani %5,2'lik bir enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür. Sağlanan bu enerji tasarrufunun maddi değeri ise 36.646 \$/yıl'dır.

8.1.2. Baca Gazlarının Mümkün Derece Soğutulduktan Sonra Dışarı Atılması:

Sıcak baca gazlarının dışarı atılması önemli bir enerji kaybıdır ve kazan veriminin düşmesine neden olmaktadır. Diğer taraftan baca gazlarının fazla soğutulması ise, bacada islenmeye ve fuel-oil veya linyit kullanıldığında sülfuroz veya sülfirik asit yoğuşmasına neden olmaktadır ki, bu da korozyona yol açmaktadır. Bu nedenle baca gazlarının dışarı atılmadan önce bir

Çizelge 8.1. Ekonomizer vasıtasıyla enerji tasarrufuna örnek



ekonomizlerden geçirilerek yoğuşma noktasının daha üzerindeki bir sıcaklığa kadar soğutulmasında fayda vardır. Ekonomizlerden geçerken baca gazlarından alınan ısı enerjisi kazana gelen besleme suyunun ön ısıtmasını sağlamaktadır.

Yanma gazlarının yoğuşma sıcaklığı, en düşük yüklemde ağır fuel-oil için 160°C , gaz yağı için 130°C , ve doğal gaz için 110°C 'dir. Bu bakımdan doğal gaz yanması sonucunda oluşan baca gazlarından enerji kazanılması diğer yakıtlarla yapılan yanmalarinkine nazaran daha yüksek oranda sağlanabilmektedir.

Çizelge 8.1 de , hafif fuel-oil ile çalışan bir kazanda, ekonomizlerden geçirilerek dışarı atılan baca gazının sıcaklığının, ekonomizer kullanılmaması durumuna oranla 50°C daha düşük olduğu ve bunun karşılığında kazanın verim derecesinin de %5 kadar arttığı görülmektedir.

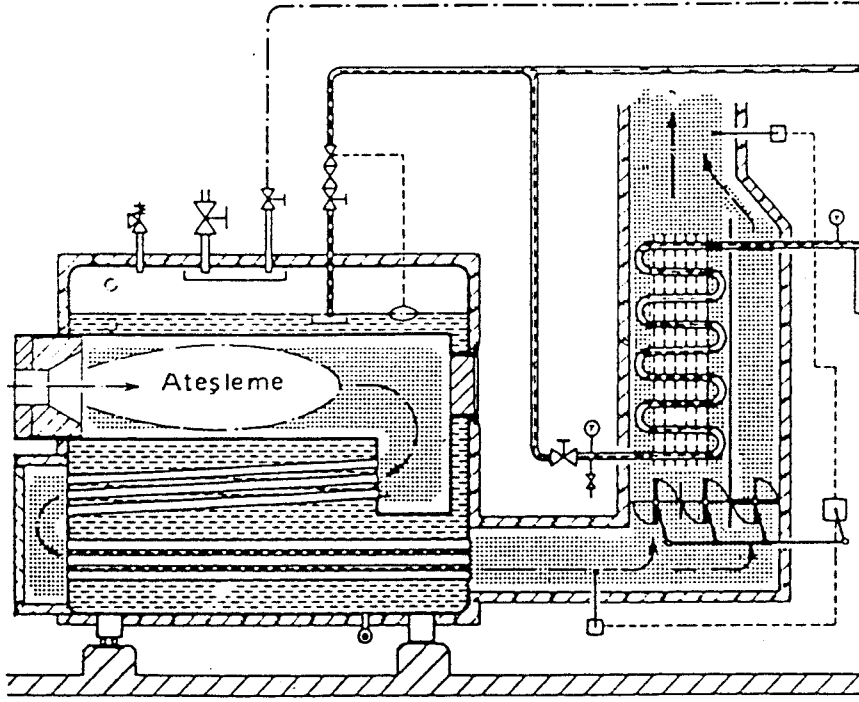
Ekonomizlerden çıkan baca gazları istenirse bir de cam veya çelik borulu ısı değiştiricisinden geçirilerek bunlardan yanma donatımına gelen havanın ön ısıtılmasında da faydalanılabilir.

Normal olarak, gerek ekonomizerde gerekse ısı değiştiricisinde, baca gazlarında bulunan buharlaşmış maddelerin yoğuşmamasına özen gösterilir. Yani kullanılan yakıtın ancak alt ısıtma değerinden faydalanılabilir. Yakıt olarak doğal gaz kullanıldığında ise, baca gazları yoğuşma sıcaklığının altına kadar soğutulur, ihtiva ettikleri buharların yoğuşma enerjisi de geri kazanılabilir, yani kullanılan yakıtın üst ısıtma değerinden yararlanılabilir. Bu şekildeki çalışmalarda ters akım prensibine göre su ısıtılmakta ve böylece doğal gazın üst ısıtma değeri üzerinden %95'lik bir verim sağlanmaktadır. Bu ise böyle bir çalışmanın sonucunda %15-20 civarında enerji tasarrufunun sağlandığını göstermektedir.

8.1.3. Tuzlu kazan suyunu boşaltmada (blöfte) otomatik donanım kullanılması:

Bilindiği üzere yumuşak kazan besleme sularında az da olsa yabancı maddeler bulunmaktadır. Su buharlaştığında bu yabancı maddeler buharlaşmayan kazan suyu kısmında kalmaktadır. Özellikle direkt buhar kullanımının fazla olması halinde, kazana kondens suyu geri dönüşü de az olacağından, kazan suyundaki yabancı maddelerin konsantrasyonu kısa sürede rahatsız edici bir seviyeye çıkmaktadır. Bu durumda kazan suyunun boşaltılması gerekmektedir. Aksi takdirde köpürme ve ani buharlaşma sonucu kazan suyunun azalması nedeniyle kazanın arızaya geçmesi durumu gibi istenmeyen durumlar ortaya çıkmaya başlar.

Boşaltılan tuzlu, sıcak kazan suyu (blöf) miktarının, kazana gelen toplam su miktarının ortalama %10'u kadar olabileceği göz önüne alındığında, bu boşaltmanın önemi açıkça ortaya çıkmaktadır.



Şekil 8.1. Buhar kazanı ve ekonomizer (LOOS)

Elle yapılan boşaltmalarda işçi, tecrübelerine dayanan süreler sonunda boşaltma (blöf) vanasını açarak, yüksek konsantrasyonda yabancı madde ihtiva eden sıcak kazan suyunu kanalizasyona akıtmaktadır. Bu şekilde çalışmanın dezavantajları:

- Boşaltmanın gerekenden kısa veya uzun aralıklarda yapılma tehlikesi,
- Sıcak sudaki ısı enerjisinin kaybıdır.

Bu mahzurları önlemek için kazana bir "tuzlu kazan suyunu boşaltma (blöf) otomatik donanımı" ilave edilebilir. Bu donatım aşağıda anlatıldığı şekilde çalışmaktadır:

Kazan içerisine yerleştirilen iletkenlik ölçme elektrotları (2) bir motora, bu motor da boşaltma (blöf) vanasına (4) bağlıdır. Sudaki yabancı madde konsantrasyonunun artmasıyla iletkenlik artacağından, belirli bir değerden sonra otomatik olarak motor çalışmaya başlamakta ve boşaltma (blöf) vanasını açmaktadır. Konsantrasyonun düşmesiyle de kapatmaktadır. Kazandan boşalan basınç altındaki sıcak su, bir genişleme kabında (5) atmosfer basıncına kadar açığa çıkan genişleme buharı (12) kazan besleme suyuna (11) gönderilmekte ve bunun ısıtılmasına katkıda bulunmaktadır. Genişleme kabından akan basınçsız kaynar su ise, bir ısı eşanjöründen (6) geçirilerek kazan besleme suyu deposuna gelen yumuşak suyun (8) ön ısıtılmasında kullanılmakta ve ancak 40-50⁰C'a kadar soğuduktan sonra kanala (7) akıtılmaktadır.

Çizelge 8.2. Kazan Besleme suyunda ve kazan içerisindeki suda bulunabilecek maksimum yabancı madde miktarları

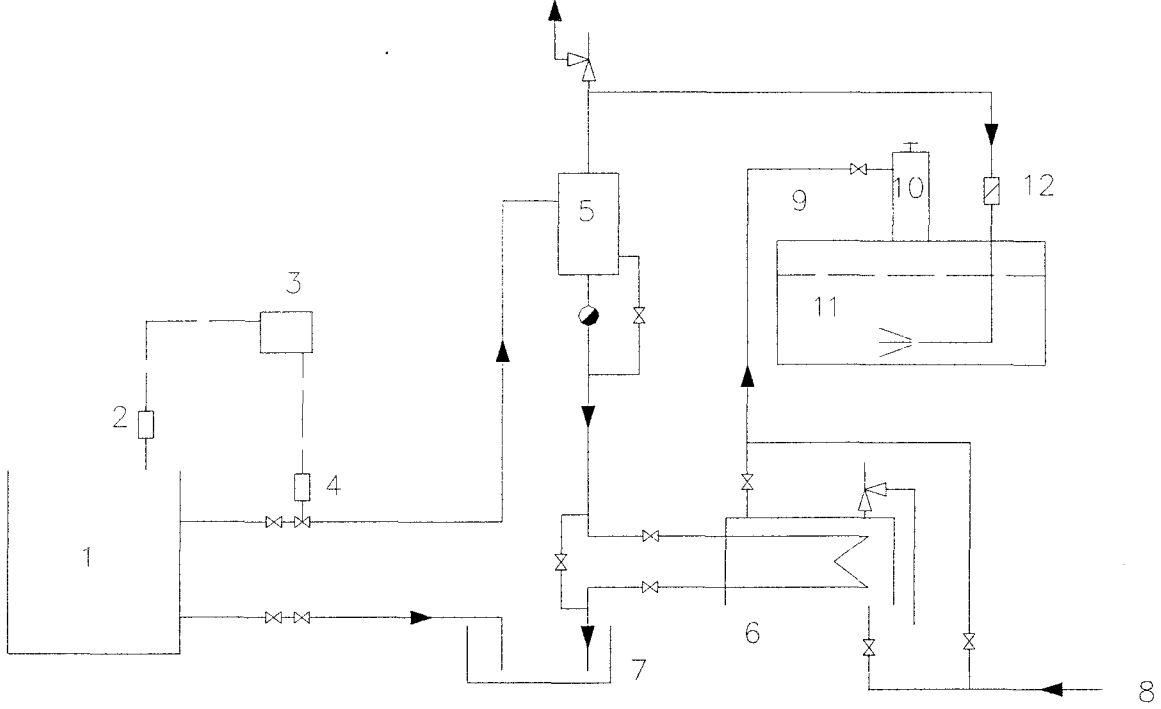
Kazan Tipi		Yanma Borulu	Su Borulu	Yüksek Verimli	Yüksek Basıncılı		
r (ata)		5-16	15-25	25-50	50-100	100<	
rtlik	⁰ T.S.	7-9	0,9	0,35	0,18	0,1	Besleme Suyunda
ğ	mg/l	10	5	0,5	0,5	0,5	
Ö ₂ (serbest)	mg/l	0	0	0	0	0	
Ö ₂ (bağlı)	mg/l	Sınırlama yok			13	13	
Ö ₂	mg/l	20	20	10	5	0,5	
	mg/l	0,5	0,2	0	0	0	
ziklik	mg NaOH/l	400-1.000	200-600	100-300	25-75	10-30	Kazandaki Suda
Ö ₅	mg/l	Faydalı fakat şart değil		10-50	10-50	10-30	
rmanganat Tüketimi	mg/l	500	200	100	50	50	
Ö ₂	mg/l	P ₂ O ₅ ve baziklik uygunsuz sınırlama yok			5	5	
harlaşma Kalıntısı	mg/l	20.000	10.000	5.000-10.000	3.000	3.000	
ğünluk	⁰ Be	2	1	0,5-1	0,3	0,3	

4 t/h buhar kapasiteli bir kazan için Şekil 8.1. 'de görülen donatımın yatırım ihtiyacı 9000 DM civarında olup, yakıttan sağlanan tasarruf ile kendini bir yıldan daha kısa bir süre içerisinde amorti etmektedir.

8.1.4. Yüksek Basıncılı (kapalı) Kondens Suyu Tesisatının Kullanılması

İndirekt buhar ısıtmalarında, ısısının bir kısmını ısıtma sistemine veren basınçlı buhar yoğunlaşmakta ve kondensstop üzerinden basınçsız kondens suyu kabına gelmektedir. Bu şekilde toplanan kondens suyu, toplama sırasında kirlenmemek şartıyla, kazan besleme suyu olarak tekrar kullanılmaktadır.

11 bar basınç altındaki buhar 2782 kJ/kg 'lık bir enerjiye sahiptir. İndirekt ısıtma sırasında bu buhar r=2002 kJ/kg 'lık buharlaşma enerjisini vererek yoğunlaşmakta, 11 bar basınçta altındaki ve 183°C sıcaklıktaki kondens suyu oluşmaktadır. Bunun kondensstopan geçirilerek atmosfer basıncına genişletilmesi ve böylece yaklaşık 100°C sıcaklıktaki suya dönüşmesi sırasında



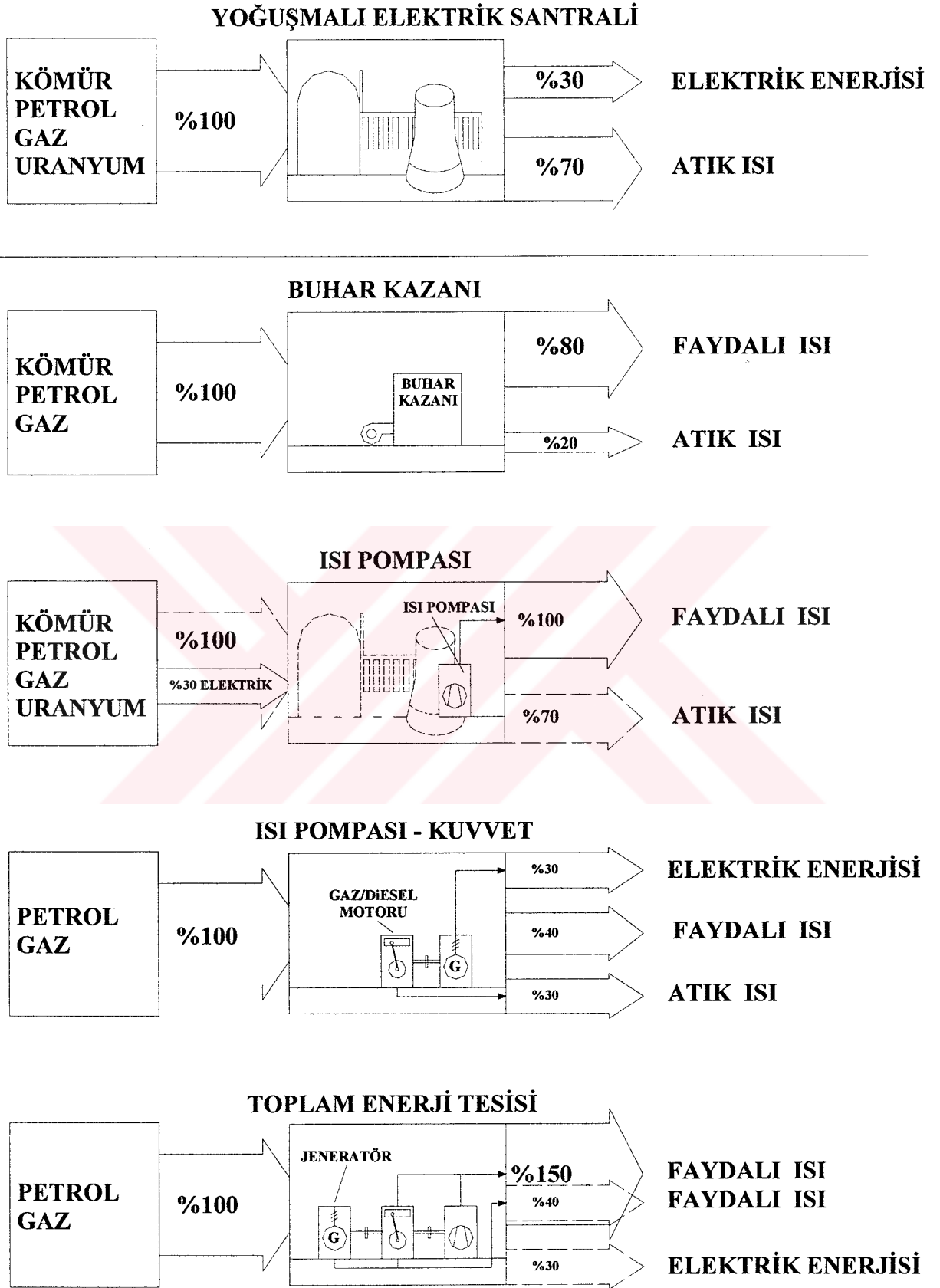
- | | |
|-------------------------------------|-------------------------------|
| 1. Kazan | 7. Kanal |
| 2. İletkenlik ölçme elektrodları | 8. Soğuk yumuşak su |
| 3. Boşaltma otomatığı | 9. Ilık yumuşak su |
| 4. Boşaltma (blöf) vanası (motorlu) | 10. Degazör |
| 5. Genleşme kabı | 11. Kazan besleme suyu deposu |
| 6. Isı Değiştiricisi | 12. Genleşme buharı |

Şekil 8.2. Tuzlu kazan suyunu boşaltma (blöf) otomatik donanımı

oluşan genleşme buharı ise, faydalanılmadan havaya gittiğinden her 1 kg buharda 377 kJ enerji boşa gitmektedir. Bu da buhar üretimi için gerekli ısı miktarının %16'sı kadar bir kayıp demektir. Açık kondens suyu tesisatlarında, hattaki kaçaklar nedeniyle, kondens suyunun kazana geri dönüşü sırasında meydana gelen kayıplar da göz önüne alındığında, kondens suyu tesisatında meydana gelen toplam enerji kaybı miktarı %20'i bulabilmektedir.

Açık kondens suyu tesisatı kullanılması halinde enerji kaybının yanında, azalan kondens suyu nedeniyle, buhar kazanı için gerekli yumuşak kazan besleme suyu tüketimi de %15-20 kadar artmaktadır.

Kapalı, yüksek basınç kondens suyu tesisatında, ısıtma sistemlerinde (örneğin ısı değiştiricisi serpantinlerinde) yoğuşan yüksek basınçlı kondens suları, yüksek basınçlı kondens suyu kazanına gelerek burada enerji kaybı olmadan 7-9 bar basınca kadar genişletildikten sonra, özel besleme pompası yardımıyla doğrudan buhar kazanına gönderilmektedir.



Şekil 8.3. Isı dönüştürme sistemlerinde enerji verimi ve enerji kaybı.

Kapalı yüksek basınç kondens suyu tesisatına dönüş için yapılacak ek yatırım yüksektir. Ancak sağlanacak enerji tasarrufu ile kendini en geç 2-3 yıl içerisinde amorti ederek, ondan sonra her yıl toplam yakıt tüketimi miktarının %20'si kadarlık bir maliyet tasarrufu sağlamaktadır.

8.2.Şartlandırma İşletmelerinde Elektrik Enerjisi Üretimi

Buhar kazanlarının ısıtılmasında kullanılan yakıtların alevlerindeki sıcaklık çok yüksektir, dolayısıyla yanma gazlarının enerjisi yüksektir. Bu yüksek enerjili yanma alevinin, yalnızca düşük basınçlı buhar eldesinde kullanılması aslında büyük bir enerji kaybıdır. Yakıt olarak doğal gaz veya mazot kullanıldığında bu israfı önlemek için ilginç imkanlar vardır.

Yakıt olarak kömür veya fuel-oil kullanıldığında ise, buhar üretimiyle birlikte ucuz bir şekilde elektrik elde etmek de mümkündür. Uygun yüksek basınç buhar kazanlarının kullanılması halinde, yanma gazlarının yüksek enerjisi nedeniyle, rahatlıkla 40-120 bar basınçta buhar elde edilebilmektedir. Daha sonra bu yüksek basınçlı buhar, bir ters (karşı) basınç buhar türbininde genişletilirse, enerjisinin bir kısmı tahrik enerjisine dönüşmektedir. Türbine bir jeneratör bağlanması durumunda ise, tahrik enerjisi de elektrik enerjisine dönüşerek, sonuçta elektrik üretilmiş olmaktadır.

Konunun başında belirtildiği gibi, terbiye dairelerinde genellikle birisi 9-11 bar basınçlı, diğeri ise hafif kızgın doymuş buhar olmak üzere iki cins buhara ihtiyaç vardır. Özel türbin konstrüksiyonları sayesinde veya iki türbini ard arda bağlayarak, yüksek basınçlı (40-120 bar) buharın bir kısmının 9-11 bara kadar, diğer kısmının da 2-3 bara kadar genişletilmesi de sağlanabilmektedir.

Bu sisteme göre elektrik enerjisi üretiminin ekonomik olabilmesi için, işletmenin buhar tüketiminin 10 t/h' nin üzerinde olması gerekmektedir. Çizelge 7.3.'de çeşitli kapasitedeki kazanlarda, ısı-elektrik enerjisi dönüşümü için uygun basınç ve sıcaklıklar gösterilmiştir.

Çizelge 8.3. Isı-elektrik enerjisi dönüşümü için uygun basınç ve sıcaklık

Buhar Kapasitesi	(t/h)	15	35	50	100
Basınç	(bar)	41	65	80	120
Sıcaklık	(°C)	450	500	500	530

Yukarıda anlatılan yöntemle elektrik enerjisi üretimi yapıldığında 1 kwh elektrik enerjisi üretimi için 1200-1400 kcal birincil enerji tüketilmektedir. Halbuki termik santrallerde atık ısı kaybının yüksek olması nedeniyle 1kwh elektrik enerjisi üretimi için 2000-3000 kcal (2.5-3.5 kwh) birincil enerji tüketilmektedir. Termik santrallere nazaran yarı yarıya ucuz olan bir yöntemdir.

Bu sistemde asıl amaç buhar üretmek olduğundan ve sistem ancak türbinden geçen buharın kullanılması halinde ekonomikliğini koruduğundan, üretilebilecek elektrik enerjisi miktarı işletmenin buhar tüketimine bağlıdır. Bu nedenle işletmenin bütün elektrik enerjisini buhar türbininde elde etmeye çalışmak doğru olmaz. Tüketimin bir kısmı TEK'den elektrik temin ederek sağlanmalıdır. Bu şekildeki çifte kaynaktan beslemenin bir avantajı da, elektrik kesinti ve kısıtlamaları sırasında veya kendi elektrik üretimi sisteminde meydana gelecek arızalar sırasında işletmenin tamamen durmayarak çalışmaya devam edebilmesidir.

Enerji politikasını bilinçli bir şekilde yürüten ülkelerde, elektrik satışı birim fiyatları, elektriğin kullanıldığı saatlere, hatta mevsime göre değişmektedir. Özellikle kış aylarında sabah ve akşam saatlerinde, elektriğin gerek mesken , iş yeri ve sokakların aydınlatılmasında, ısıtılmasında, gerekse endüstride aynı anda kullanıldığı, yani tüketim piki saatlerinde elektrik satışı birim fiyatları yüksek, gece saatlerinde ise düşük tutulmaktadır. Pik saatlerinde elektrik tüketimini düşük tutmayı kabul eden işletmelere, bütün elektriği özel indirimli fiyatla verilmektedir. İşte bu nedenle, böyle ülkelerde buhar türbiniyle elektrik enerjisi üretme imkanına sahip işletmeler, özellikle elektrik tüketimi pik saatlerinde kendi tesislerinden tam kapasiteyle faydalanarak, dışarıdan elektrik alımını ve böylece toplam elektrik maliyetini düşürmüş olmaktadır.

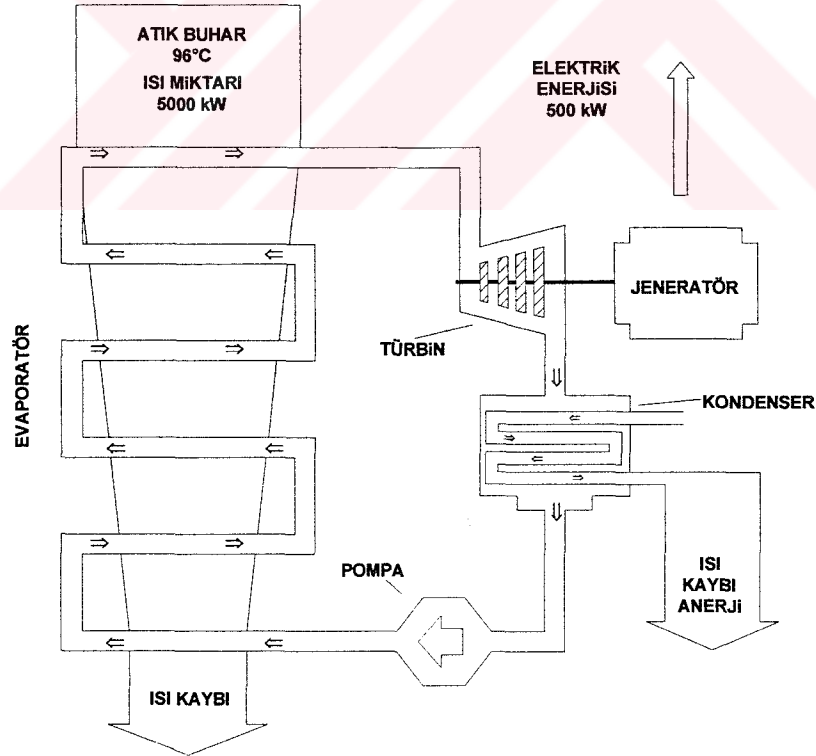
Ülkemizde tekstil fabrikalarında karşı basınç buhar türbini yardımıyla elektrik eldesi 1930'lu yılların sonunda Kayseri, Malatya ve Nazilli'de kurulan Sümerbank fabrikalarında uzun yıllar uygulama alanı bulmuştur. Örneğin, Kayseri fabrikasında 22 atü'lük buharla çalışmakta olup elektrik üretim gücü 4500 kVA civarında ve senelik elektrik üretimi de $30 \cdot 10^6$ kwh civarında idi. Daha sonraları diesel modasının çıkması ve enter-konekte sistemin yaygınlaşmaya başlamasıyla bu kazanların bir kısmı hurda fiyatına satılmıştır. Bildiğimiz kadarıyla bundan 1-2 yıl önce yalnız Nazilli'de bu türbin sistemi tekrar faal duruma getirilmiştir.

20 t/h buhar üreten ve tüketen bir işletmede, 50 atü basınçta üretilip ters (karşı) basınç buhar türbininde 7 atüye kadar genişletilirse, sağlanan elektrik üretim gücü 2500 kVA kadar olmaktadır. 10 atü'lük kazan yerine 50 atü'lük kazan, türbin ve jeneratörden oluşan bir sistemin kurulması ek bir yatırım gerektirmektedir. Bu sistem ile yılda $14 \cdot 10^6$ kWh elektrik

ürettiğini ve 1 kWh elektrik üretiminin TEK fiyatlarına nazaran daha ucuz olduğunu kabul edersek , bir yılda sağlanacak tasarruf ile sistemin geri ödeme süresi 2-3 yıldır.

Ancak ülkemizin bugünkü şartları altında sık sık elektrik enerjisi kısıntıları uygulandığı ve bu nedenle birçok işletmenin büyük diesel jeneratör grupları satın aldıkları düşünülürse, karşılaştırmanın birde bunlarla yapılması gerekir. Diesel jeneratörleri için gerekli ek yatırım ihtiyacının da yüksek olmasının yanında, bunların en büyük mahzuru ısıl verimliliklerinin %20 gibi çok düşük bir seviyede olmasıdır. Yani bir kWh elektrik enerjisinin üretim maliyetini aşmaktadır. Halbuki bu rakam ters (karşı) basınç buhar türbinlerinde, yakıtın(kömür) yanında, bakım-onarım, amortisman ve sermaye faizi giderleri de göz önüne alındığında çok daha ucuzdur.

Yakıt olarak doğal gaz veya mazot kullanıldığı takdirde, buhar ve elektrik üretimini kombine etmek için değişik bir imkan daha vardır. Bu takdirde yakıtın yakılması, ya bir içten yanmalı motorda veya bir gaz türbininin yanma odasında yapılarak, doğrudan tahrik enerjisi sağlanmakta, bu da bir jeneratöre aktarılarak elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Motor ve eksoz (baca) gazlarının soğutulmasıyla sağlanan ısı enerjisiyle de buhar elde edilebilmektedir.



Şekil 8.4. Rankine çevrim işlemi

Ciba-Geigy firmasında kurulan böyle bir tesiste 25 MWh elektrik akımının yanında, özel kazanda ard yakma da uygulanarak 120 t/h buhar elde edilmektedir. Genel olarak bu tesislerde kullanılan birincil enerjinin yaklaşık %30'u kadar elektrik, %40'ı kadar ısı enerjisi elde edilebilmektedir.

Isı elektrik enerjisi üretiminde en gelişmiş sistem, "Toplam-Enerji Sistemleridir". Bu sistemlerde içten yanmalı motor (veya gaz türbini)-jeneratör özel buhar kazanı kombinasyonuna bir de ısı pompası eklenmektedir. Böylece ısı pompası yardımıyla çevredeki ısı (enerji) de teknik olarak değerlendirilebilecek bir seviyeye yükseltilebileceğinden, bu sistemlerin verimi kullanılan yakıtın %100'lük veriminden de yüksek olmaktadır. 3800 kW toplam gücünde böyle bir toplam enerji sisteminde ortalama %190 gibi inanılmayacak bir verim derecesi tespit edilmiştir. Bunun %30'u elektrik enerjisi, geri kalan kısmı ısı enerjisi olarak kazanılmaktadır.

İşletmelerde 3-6 tane enerji üretim (dönüşüm) tesisi bulunması ve bunlardan 2-4 tanesinin toplam enerji tesisi şeklinde olması tavsiye edilmektedir. Diğer 1-2 tesis ise normal buhar kazanları olabilir. Normal olarak toplam enerji tesisleri çalıştırılarak işletmenin bant enerji tüketimi sağlanmakta ve ısı enerjisi tüketiminin pik oluşturduğu saatlerde de (genellikle gündüz vardiyası) buhar kazanları devreye sokulmaktadır.

Terbiye işletmelerinde elektrik enerjisi elde etmek veya düşük sıcaklıkta (enerjisi düşük) ısı enerjisini kinetik enerjiye dönüştürmek için bir imkan da Rankine-çevrim işleminden faydalanılmaktadır. Bunun için kaynama noktası

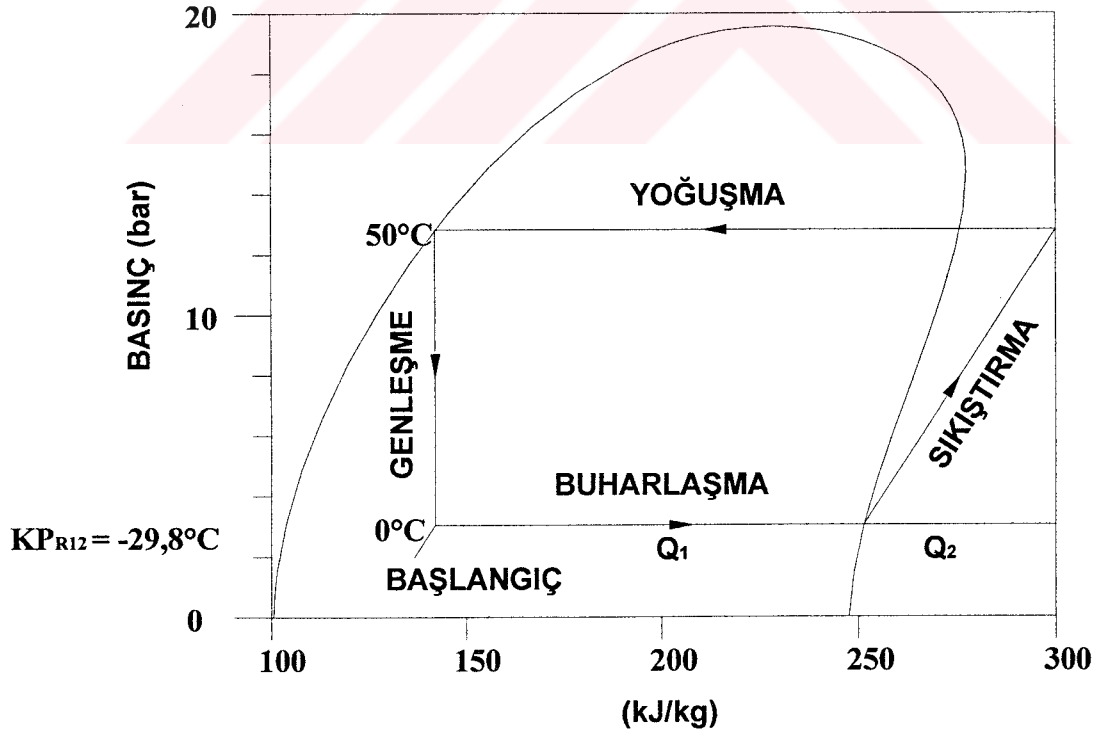
Düşük bir sıvı (Freon tipleri, benzen, toluen, isobütan ... gibi)kapalı bir devre içerisinde devrettirilmektedir. Isı değiştiricisine (buharlaştırıcıya) gelen sıvı, burada düşük sıcaklıkta ısı enerjisine sahip maddeye indirekt temas ederek, bundaki ısı enerjisinin bir kısmını almakta ve buharlaşmaktadır. Oluşan basınçlı buharlar da bir türbin veya salyangozlu genişleme makinesinin tahriğini sağlamaktadır. Genleşen buhar daha sonra kondensörde yoğuşmakta ve tekrar ısı değiştiricisine (buharlaştırıcıya) gönderilmektedir. Normal olarak kondensördeki yoğuşma sırasında açığa çıkan yoğuşma enerjisinden faydalanılmadığından bu sistemin toplam verimi çok düşüktür (%10 civarında). Ancak kullanılan enerji, ekserji oranı düşük, hatta atık hava veya su olarak faydalanılmadan atılıyorduyorsa ekserji oranı sıfır olan, değersiz bir enerji, sağlanan ise ekserji oranı yüksek, değerli elektrik enerjisidir.

Rankine çevrim işleminde, kondensörde çevreye yayılan, atılan yoğuşma enerjisinden ısıtmada faydalanılırsa, bu sisteme ısı pompası denilmektedir.

8.3. Isı Pompaları

Halen üzerinde çok çalışılan ve yatırım maliyetleri düşürülebildiği takdirde, önümüzdeki yıllarda önemi çok artacak olan bir enerji dönüşümü imkanı da ısı pompalarıdır. Isı pompalarının prensibi soğutma makinelerinden bilinmekte olup, yalnız tersine bir kullanışla, ısı pompalarında çevreden alınan ısıyla atık ısı birleştirilerek ekserjiye (teknik bakımdan değerli sıcaklıkta ısıya) dönüştürülmektedir.

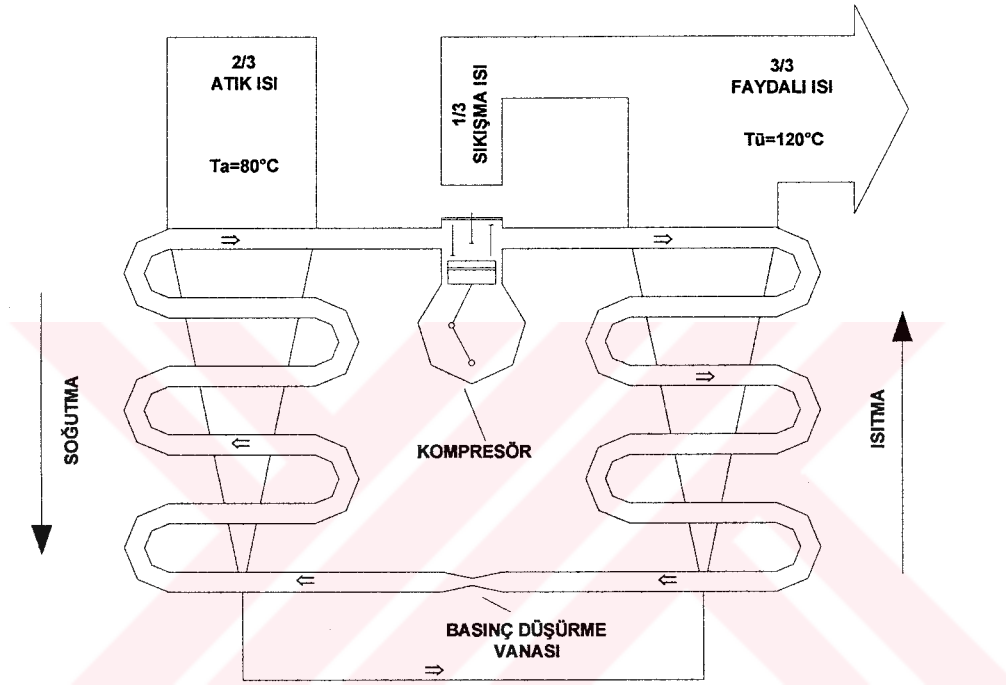
Kapalı devreli ısı pompalarında bir gaz veya sıvı madde (soğutma maddesi) sürekli olarak termodinamiksel faz değişimine tabi tutulmaktadır. Bilindiği gibi basınç altında sıvılaştırılmış bir gaz, genleşme imkanı bulduğu anda buharlaşacak ve buharlaşması için gerekli gizli ısıyı çevreden alacaktır. Daha sonra bu gaz bir kompresörde sıkıştırıldığında yoğuşacak ve yoğuşma enerjisini çevreye verecektir. Demek ki ısı pompasının çalışabilmesi için kompresöre tahrik enerjisi verilmesi gerekmektedir. Ev ve büroların ısıtılmasında kullanılan ısı pompalarında kompresörün tahriği genellikle elektrik enerjisi ile sağlanmaktadır. Elektrik enerjisinin eldesi sırasındaki yüksek kayıplar ve ülkemizdeki kıtlığı nedeniyle, daha ekonomik olan imkan mazotlu veya gazlı bir içten yanmalı motorun kullanılmasıdır. Motorun çalışması sırasında açığa çıkan ısı enerjisinden de faydalandığından yüksek bir verim sağlanabilmektedir.



Şekil 8.5. Freon 12'nin ısı pompasındaki sirkülasyonuna ait basınç-entalpi diagramı

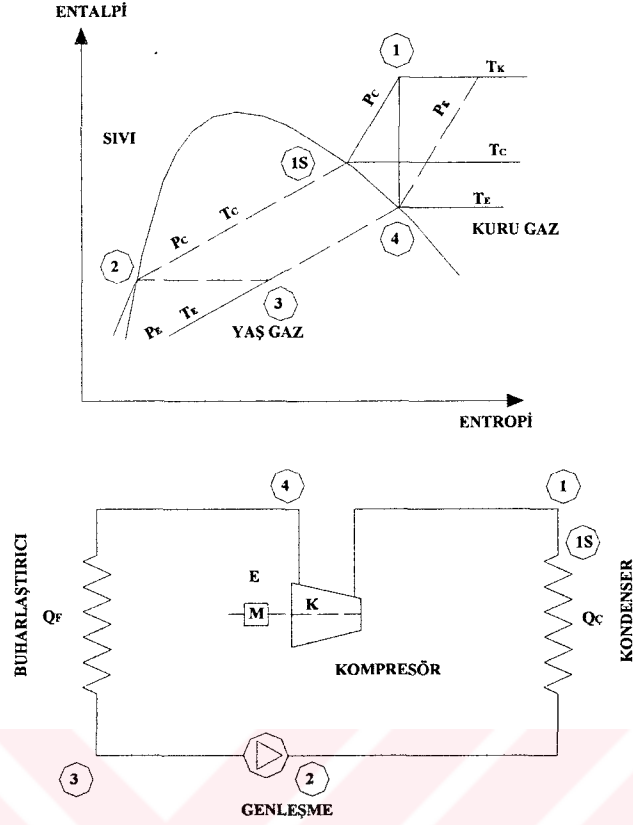
Isı pompalarında soğutma (ısıtma) maddesi olarak genellikle hidrokarbonların flor türevleri olan Freon tipi bileşikler kullanılmaktadır. Ancak ev ve büroların ısıtılmasında kullanılan Freon R 12 ve R 22 60°C 'in üzerindeki yoğuşma sıcaklıklarında dayanıksız olduklarından, endüstriyel tip ısı pompalarında 130°C 'a kadar dayanıklı Freon R 114'ün kullanılması tercih edilmektedir. Fakat birçok durumda bu bile yetersiz kalmaktadır.

Isı Pompasının çalışma prensibi Şekil 8.7 deki entalpi-entropi diyagramı yardımıyla daha iyi anlaşılabilir. Gaz fazındaki doymuş madde (4) kompresör (K) tarafından P_C basıncına



Şekil 8.6. Kapalı devreli bir ısı pompasının çalışma prensibi

kadar sıkıştırılmakta ve sıkıştırma sırasında sıcaklık T_K 'ya çıkmaktadır. Böylece kuru bir gaz oluşmaktadır. Kompresörden çıkan kuru gaz enerji vererek soğumaya başlamakta (1) ve sıcaklığı T_C 'ye düşmektedir. Soğuyan gaz yoğuşmaya başlamakta (1s) ve bu yoğuşma kondenserde ilerleyerek, bütün gaz sıvı hale geçerken gizli yoğuşma enerjisini çevresine vermektedir. Bundan sonraki kısımda genleşme vanasından (2) geçen sıvının basıncı P_E 'ye düşmektedir. Genleşmenin sonucu olarak bir miktar sıvı buharlaşmakta ve sıcaklığı T_E 'ye düşmektedir (3). Bu durumdaki sıvı pompanın buharlaştırıcı kısmından geçmekte ve bu esnada çevredeki bir enerji kaynağı (atık hava, atık su) ısı alışverişini meydana getirmektedir. Çevreden alınan ısının etkisiyle sıvı buharlaşarak gaz haline dönüşmekte, bu gaz da kompresöre gönderilmektedir (4).



Şekil 8.7. Kapalı devreli bir ısı pompasının entalpi-entropi diagramı ve çalışma prensibi

Freon tipi maddelerin, soğutucularda ve düşük sıcaklıklardaki ısıtmalarda tercih edilmelerinin nedeni, bunlarla oldukça küçük basınç farklılığı ($P_C - P_E$) ile oldukça yüksek sıcaklık farklılığının ($T_C - T_E$) sağlanabilmesidir. Diğer önemli bir husus da kompresördeki sıkıştırma sonucu kuru gazın sıcaklığının (T_K) çok fazla artmamasıdır. Fakat yukarıda da belirtildiği gibi Freon R114 kullanılsa bile kondenserdeki ısının 120°C 'i aşması bozulmaya neden olabilmektedir.

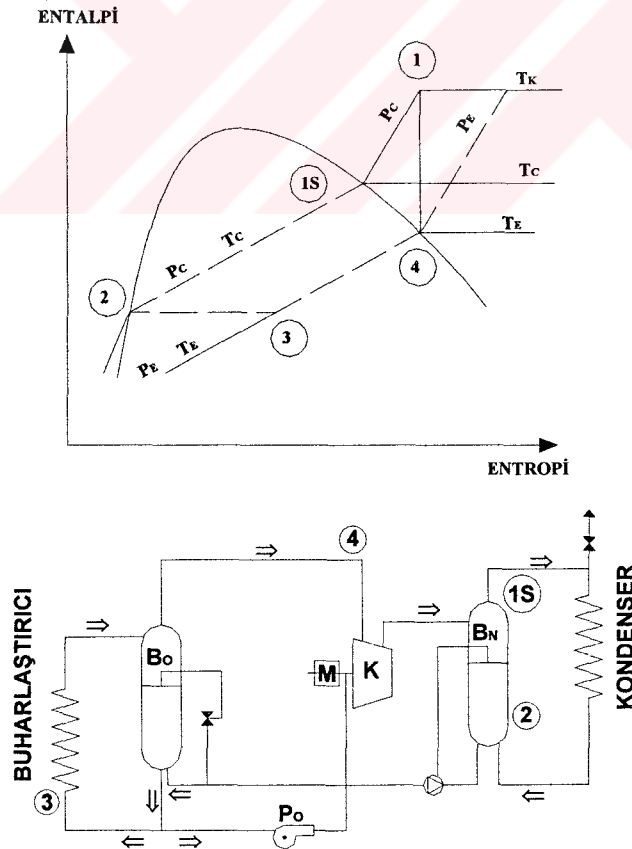
Halbuki terbiye dairelerinde daha yüksek, örneğin kurutucularda 150°C sıcaklık istenmektedir. Bu takdirde başka bir soğutma (ısıtma) maddesinin kullanılması gerekmektedir. Bu konuda ilk akla gelen su buharının kullanılmasıdır. Ancak su buharı kompresörde sıkıştırıldığında çok fazla ısınmaktadır. Örneğin, $T_E = 85^{\circ}\text{C}$ ise ve $T_C = 150^{\circ}\text{C}$ olması isteniyorsa kompresördeki sıkıştırma sonucu $T_K = 430^{\circ}\text{C}$ olmaktadır ki, normal bir kompresör bu sıcaklığa dayanıklı değildir.

Kompresörün su püskürtülerek soğutulması düşünülebilirse de, buhar içerisinde oluşan su damlaları nedeniyle korozyon tehlikesi çok artmaktadır. Bu nedenle Fransa'da etrafı su halkasıyla sarılmış bir kompresör geliştirilmiştir. (Şekil 8.8) Bunun için su rezervuarından (Bo) gelen su bir pompa (Po) vasıtasıyla sürekli olarak kompresördeki su halkasına gönderilmektedir. Suyun bir kısmı buhar tarafından sürüklenmekte ve Bn kabında tekrar ayrılmaktadır.

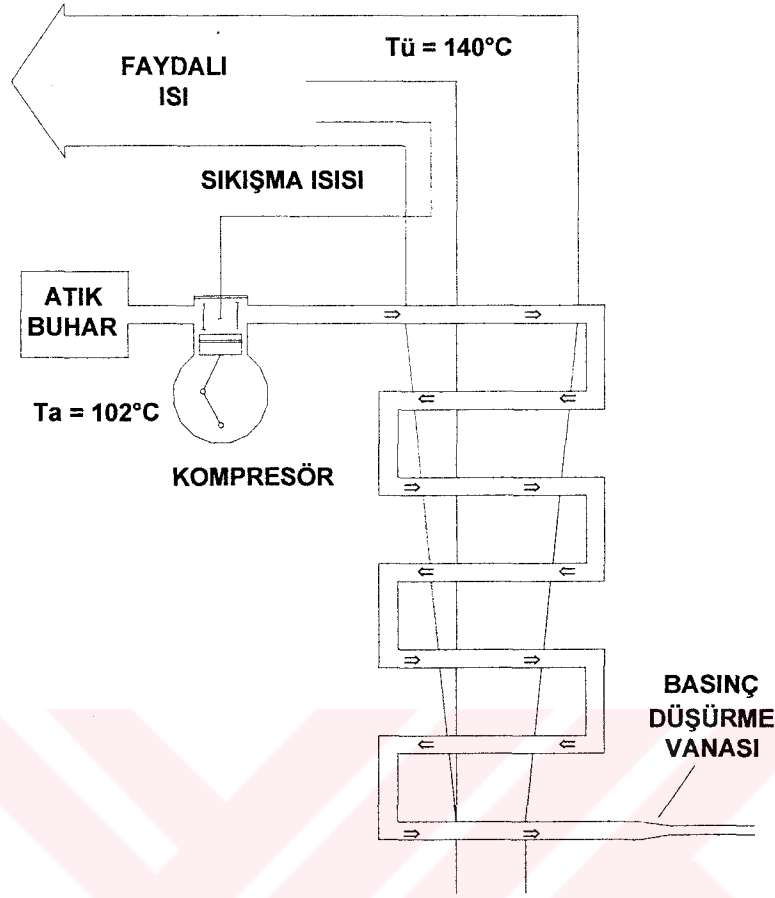
Kompresörde sıkıştırma sırasında su buharı daima su ile temas halinde olduğundan, açığa çıkan ısı su halkasındaki suyun buharlaşması için tüketilmektedir. Dolayısıyla Entalpi-Entropi diyagramında, kuru gazın oluşturduğu (1) duruma geçilmeden doğrudan yoğuşmanın başladığı 1S noktasına geçilmektedir.

Bu şekilde çalışan bir pompa 100 kg/h su buharlaştırabilen bir kumaş kurutucusuyla kombine edilerek kullanıldığında, 1 kg suyun buharlaşması için 350 kcal/kg enerji tüketildiği tespit edilmiştir. Normal olarak konveksiyon kurutucuların 900-1500 kcal/kg enerji tükettikleri hatırlanırsa, sağlanan tasarruf %60-75 civarındadır.

Anlatılan kapalı devreli ısı pompalarının yanında, termodinamik olarak açık devreli sistemler de geliştirilmiştir. Şekil 8.9'te görülen termo-kompresyon tesisinde, atık buhar



Şekil 8.8. Su buharı ile çalışan ve kompresöründe su halkası bulunan ısı pompasının çalışma prensibi ve entalpi-entropi diagramı.



Şekil 8.9. Açık devreli termo-kompresyon tesisinin çalışma prensibi

alınarak bir kompresörde sıkıştırılmakta ve kompresyon (sıkıştırma) ısısının da etkisiyle ısınan basınçlı su buharı, ısı değiştiricisinden geçerken soğumakta ve yoğunlaşmakta, böylece ısı değiştiricisinden geçen sıvı veya gazın 130-150⁰C'a kadar ısınmasını sağlayabilmektedir.

8.4. Isı Enerjisi Geri Kazanım Cihazları

Şartlandırma dairelerinde sıcak atık flottelerin (sıcak yıkama, durulama suları dahil) doğrudan kanala , taşınımlı kurutucularda da sıcak atık havanın doğrudan doğruya dışarıya atılmasıyla, daha fazla faydalanılmadan anerjiye dönüştürülen ısı enerjisi miktarı çok fazladır. Isı değiştiricileri yardımıyla bu enerjinin bir kısmı geri kazanılarak, tekrar değerlendirilebilir. Bu şekilde geri kazanımın bir avantajı da, yakıttan (birincil enerji kaynağından) sağlanan tasarrufun, geri kazanılan enerji miktarının 1,5-2 katı olmasıdır. Zira geri kazanılan enerji doğrudan kurutma havası veya suyun ısıtılmasında kullanıldığından , bu ısıtma için gerekli buharın eldesi, dağıtımı ve enerjinin aktarılması sırasındaki kayıplar da ortadan kalkmış olmaktadır.

Terbiye dairelerinde kullanılacak ısı geri kazanma ısı değiştircilerini ikiye ayırarak incelemek gerekir:

- a) Atık flottelerden ısı geri kazanılmasında kullanılan ısı değiştirciler. Bunlarda geri kazanılan ısı istinasız olarak su (flotte) ısıtmakta kullanılır, yani yalnızca sıvı-sıvı ısı transferi söz konusudur.
- b) Atık kurutma havasından ısı geri kazanılmasında kullanılan ısı değiştirciler. Bunlarda geri kazanılan ısı enerjisi:
 - Soğuk kurutma havasının ısıtılmasında (gaz/gaz ısı transferi)
 - Su (flotte) ısıtılmasında (gaz/sıvı ısı transferi)
 olarak iki farklı şekilde uygulanabilir.

Diğer taraftan ısı transferinin meydana gelişi bakımından ısı geri kazanma ısı değiştircileri iki ana gruba ayrılmaktadırlar:

1. Rejeneratif Sistemler
2. Reküperatif Sistemler

8.4.1. Isı Enerjisi Geri Kazanmada Rejeneratif Sistemler

Bu sistemlerde ısı transferini sağlayan kütle, sırasıyla ısı enerjisini alarak depolamakta ve depoladığı ısı enerjisini vermektedir. Genellikle gaz/gaz ısı transferleri için kullanılan bu sistemin en iyi bilinen örneği “Ljungström Isı Değiştircisi” veya “Isı Tekerleği” olarak bilinen tipteki ısı değiştircileridir.

Isı tekerleğinde, ısı depolama kütleleri olarak metal (teneke petek, tel elekler), seramik, sünger, kaplanmış amyant karton gibi çok değişik malzeme kullanılabilir. Önemli olan, bu malzemedeki yapılacak tekerleğin hava geçirgenliğinin bulunması ve yüzeyinin mümkün ölçüde büyük olmasıdır. (1 m³ depolama kütlelerinin yüzey alanı 3000 m²’yi bulabilmektedir.)

Bu sistemde ısı kazanılacak atık gaz ile ısıtılacak gaz (kurutucuya giren temiz hava veya işletmenin ısıtılmasında kullanılacak temiz hava) yan yana bulunan iki kanaldan (borudan) ters yönde geçirilmektedir. Isı tekerleğinin yarısı sıcak atık hava, yarısı da temiz soğuk hava kanalında bulunmakta ve tekerlek dönmektedir. (yavaş dönuşlü tiplerde 6-7 devir/dak, özel hızlı dönuşlü entalpi dönuştürücülerde ise 500-1400 devir/dak hızla) Isı tekerleğinin sıcak hava kanalında bulunan kısmı, buradan geçen sıcak havadan ısı enerjisi alarak depolamakta (ısınmakta) ve dönuş nedeniyle bu kısım soğuk hava kanalına geldiğinde de depoladığı ısı enerjisini bu kanaldan geçen soğuk havaya vermektedir. (kendisi bu sırada soğumaktadır.)

Isı tekerleklerinin avantajları şöyle sıralanabilir:

- Yatırım ihtiyaçları çok yüksek değildir (özellikle 10.000 m³/h’den fazla atık hava geçişlerinde)

- Yüksek hava sıcaklıklarında ısı geri kazanma verimi yüksektir, dolayısıyla kendini geri ödeme süresi kısadır.
- Sıcaklık verim derecesi yüksektir.
- Hava akımına karşı oluşturduğu direnç fazla değildir.

Isı tekerleklerinin dezavantajlarına gelince:

- Atık ve temiz hava akımlarının birbirinden tamamen ayrılması sağlanamamaktadır. Atık havadan bir miktar pislik nemin, temiz havaya taşınması tehlikesi vardır,
- Atık hava sıcaklığının düşük olması halinde, ısı geri kazanma verimi de düşmektedir,
- Kurutucunun içerisine yerleştirilmesi mümkün değildir,
- Kolay kirlenmektedir,
- Temizlenmesi zordur.

8.4.2. Isı Enerjisi Geri Kazanımında Reküperatif Sistemler

Reküperatif sistemlerde ısı transferi sağlayacak maddeler (gaz/gaz, gaz/sıvı, sıvı/sıvı) en azıyla bir transfer yüzeyi ile birbirlerinden ayrılmış durumda olduklarından, burada yalnızca ısı transferi söz konusu olup, kütle transferi (pislik ve nemin taşınması) söz konusu değildir. Isı transferinin, enerji geri kazanılacak ve ısınacak maddeleri birbirinden ayıran yüzeyde doğrudan meydana geldiği sistemlerin yanında, önce bir aracı maddenin ısı enerjisini depoladığı ve sonra bir transfer yüzeyi üzerinden ısıtılacak maddeye aktardığı sistemler de mevcuttur ve bu sistemlere indirekt rejeneratif sistemler denir.

8.4.2.1. Isı Transferinin Yüzeyde Meydana Geldiği Reküperatif Sistemler

Terbiye dairelerinde en fazla kullanılan sistemlerden biri olan bu sistemde, ısı verecek atık hava veya flotte ile, ısınacak hava veya su, ters akım veya çapraz akım prensibine göre ısı değiştiricisinden geçirilmekte ve bu esnada ısı alışverişi meydana gelecek maddeleri (gaz/gaz, gaz/sıvı, sıvı/sıvı) birbirinden ayıran yüzeyler üzerinden de ısı transferi meydana gelmektedir.

Bu sisteme göre çalışan ısı geri kazanım sistemlerinde en yaygın ısı değiştiricisi tipleri:

- a) Levhalı Isı Değiştiriciler
- b) Borulu Isı Değiştiriciler

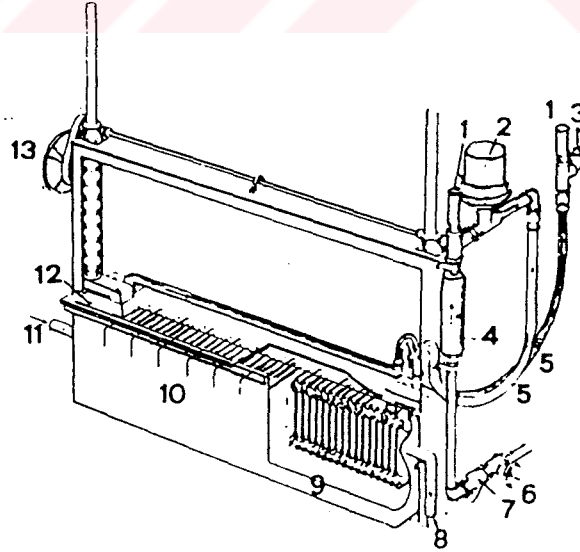
Atık kurutma gazlarından ısı enerjisi geri kazanılmasında borulu (özellikle cam borulu) ısı değiştiriciler tercih edilirken, atık flottelerden ısı enerjisi geri kazanılmasında hem borulu, hem de levhalı ısı değiştiriciler kullanılmaktadır.

Bugün için şartlandırma dairelerinde ısı değiştirici seçilirken üzerinde durulması gereken nokta,değiştiricinin kirlenme ve temizlenebilme durumudur.Zira çabuk kirlenen ve zor

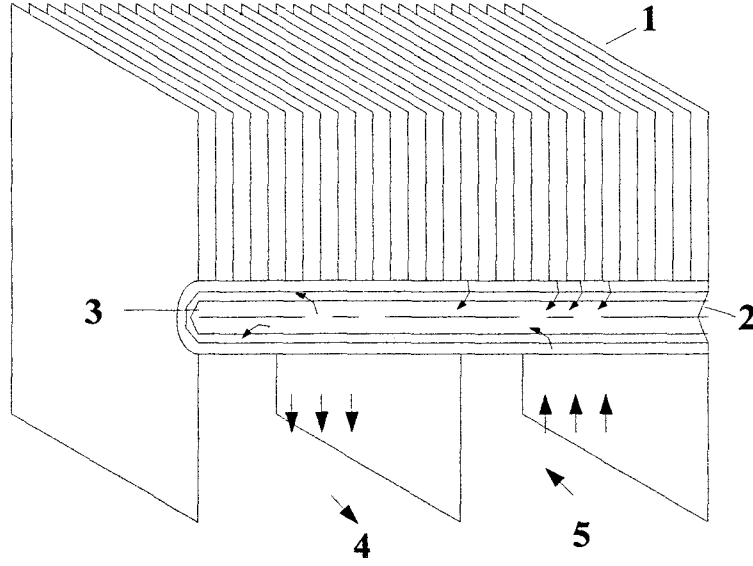
eşanjörler paketler halinde yapılarak, temizlemek için bu boru paketleri iki işçi tarafından kolaylıkla kurutucudan alınıp temizleme kuvetine taşınabilmektedir.

Şekil 8.10'da görülen ısı geri kazanma tesisinde ise, içerisinden temiz suyun, dışından atık flottenin geçtiği ısı eşanjörü kirlendiğinde, tesisteki özel kaldırma donatımı (13) sayesinde eşanjör yukarı kaldırılarak (kirlenme yalnız atık flotteyle temas eden dış yüzeyde meydana geldiğinden) kolaylıkla temizlenebilmektedir. Bu sistemde (levha-boru karışımı yapıdaki) eşanjörlerin içerisinden geçen temiz su, sürekli olarak yukarıdan aşağıya ve aşağıdan yukarıya doğru yol alırken, atık flotte de eşanjör elemanlarının çevresinde menderesler oluşturularak dolanmaktadır ve ters akım prensibi uygulanmaktadır. Tesise temiz su sağ taraftan (6), atık flotte ise sol taraftan (11) girmektedir. Gerek temiz su akımı, gerekse flotte akımı tesiste büyük bir dirençle karşılaşmadıklarından sirkülasyon için ayrıca bir pompaya gerek yoktur.

Bu ısı geri kazanma ünitesinde , temiz su miktarını ölçme (4) ve kumaş geçişi durduğunda sıcak temiz su akışını otomatik olarak durdurma (2) donatımları da bulunmaktadır. Böylece ters akım prensibi uygulanan bir yıkama makinesinin giriş tarafına böyle bir ünitenin konulmasıyla, hem kullanılan sıcak su miktarı azaltılarak, hem de atık sıcak sudaki enerjinin önemli kısmı makineye giren soğuk yıkama suyunun ön ısıtılmasında kullanılarak, %75'e kadar çıkabilen miktarlarda enerji tasarrufu sağlanmaktadır.



Şekil 8.10. Aracısız reküperatif ısı geri kazanma ünitesi



Şekil 8.11. Isı borusu

8.4.2.2. Aracılı Reküperatif (İndirekt Rejeneratif) Sistemler

Bu sistemlerde ısı transferi bir aracı üzerinden meydana gelmektedir. Yani ısı kazanılacak madde önce aracıyı ısıtmakta ve ısı depo etmiş olan aracı da kendiliğinden veya bir pompa vasıtasıyla sağlanan hareketi sonucun, ısınacak maddenin bulunduğu bölgeye gelindiğinde bu ısıyı o maddeye vermektedir.

Pompaya gerek olmayan, aracılı reküperatif sisteme örnek olarak “Isı Borusu” denilen donatımlar gösterilebilir.(Şekil 8.11) Üzerinde lameller (1) bulunan tamamen kapalı bir borunun içerisinde, kolay buharlaşabilen bir sıvı (soğutma maddesi) bulunmaktadır. Boru sıcak atık hava veya flottenin geçtiği tarafa doğru hafif eğimlidir. Borunun yarısı atık hava veya flottenin (5), diğer yarısı da temiz hava veya flottenin (4) geçtiği kanalda kalmaktadır. Sıcak hava veya flotteden alınan ısıyla ısınıp buharlaşan soğutma maddesi, borunun içerisindeki geçirgen tabakadan (2) geçerek borunun diğer ucuna doğru gittiğinde soğuyarak yoğunlaşmakta ve yoğunlaşma enerjisini borunun dışından çapraz olarak geçmekte olan soğuk hava veya suya vermektedir. Yoğuşan soğutma maddesi kılcal emme ve borunun eğikliği nedeniyle tekrar sıcak hava veya flottenin geçtiği kısma geri dönmektedir. Isı boruları kısa olduklarından, genellikle bunlardan birkaç tanesi birlikte kullanılır.

Pompalı aracılı reküperatif sistemde ise, atık sıcak havanın veya flottenin aktığı boruda (kanalda) ve temiz, soğuk havanın veya suyun aktığı boruda (kanalda) serpantinler bulunmaktadır. Bir pompa vasıtasıyla sirküle edilen sıvı, sıcak hava (veya flotte) borusundaki

Pompalı aracılı reküperatif sistemde ise, atık sıcak havanın veya flottenin aktığı boruda (kanalda) ve temiz, soğuk havanın veya suyun aktığı boruda (kanalda) serpantinler bulunmaktadır. Bir pompa vasıtasıyla sirküle edilen sıvı, sıcak hava (veya flote) borusundaki serpantinlerden geçerken ısınmakta ve soğuk hava (veya flote) borusundaki serpantinlerden geçerken de ısıyı vermektedir.

8.4.3. Atık Kurutma Havasından Isı Enerjisinin Geri Kazanılması

Sıcak ve nemli atık kurutma havasından geri kazanılan ısı enerjisi kurutucuya giren soğuk ve temiz havanın ön ısıtılmasında veya su ısıtmada kullanılabilir.

Atık havayla kurutucuya giren temiz havanın ısıtılmasında en fazla kullanılan ısı değiştirici tipleri ısı tekerleği ve cam borulu reküperatif ısı değiştiricilerdir. Özellikle atık hava sıcaklığının yüksek olduğu durumlarda ısı tekerleği çok iyi bir sıcaklık verim derecesi sağlamaktadır ve ucuz olduğu için de kendini geri ödeme süresi kısadır. Fakat atık havadaki pislik ve nemin bir kısmını temiz havaya taşıdığı ve kirlenme durumu nedeniyle her zaman tercih edilen bir sistem değildir.

Isı değiştiricilerinin yerleştiriliş yerleri bakımından da iki tipi mevcuttur.

8.4.3.1. Ekstern (kurutucunun dışına yerleştirilen) Isı Geri Kazanma Isı Değiştiricileri

Başlangıçta olan bu tip ısı değiştiriciler, bugün için de bir kurutucuya (ramöze) sonradan ısı geri kazanma donanımı eklenecek ise, uygulanabilecek tek sistemdir. Bunlardan ısı değiştirici ramözün çıkış tarafında soğutma bölmesinin üzerine kurulan iskeleye yerleştirilir. Temiz hava giriş ve atık hava çıkış kanallarının yan yana pozisyonda bulunup, dışarıya karşı iyi bir şekilde izole edilmiş olması gerekmektedir. Hem kurutucuya temiz hava göndermek , hem de kurutucudan temiz hava emmek için 2 ayrı vantilatöre gerek vardır.

8.4.3.2. Entegre (kurutucunun içine yerleştirilen) Isı Geri Kazanma Isı Değiştiricileri

Bazı modeldeki ramözlerde uygulanan bu sistemde , ısı değiştiriciler kurutucunun içerisine, örneğin bölmelerin bitimindeki dikey hava kanalının başlangıcına yerleştirilmektedir.

Entegre tesisin avantajları olarak:

- İskele ve temiz hava kanalına gerek olmaması,
- Ek bir temiz hava vantilatörü gerektirmemesi,
- Ramözün üzerinde ek bir yüksekliğe gerek olmaması,
- Temizleme için ısı değiştiricilerin çıkarılıp takılmasının kolay olması,
- Yatırım giderlerinin daha düşük, dolayısıyla kendini geri ödeme süresinin daha kısa olması sayılabilir.

Atık hava ile temiz havanın ısıtılması durumunda, atık havadaki su buharının yoğunlaşma enerjisinden faydalanılamamaktadır. Bu enerjinin de geri kazanılması isteniyorsa atık havanın

52⁰C'den daha düşük sıcaklıklara kadar soğutulması gerekmektedir. Bu ise genellikle söz konusu değildir.

Bu sistemlerle sağlanan enerji tasarrufu miktarı: Sıcaklığın verim derecesine ve atık havadaki nem miktarına (termofiksaj, kondensasyon gibi işlemlerde: atık hava kütlelerinin, tekstil mamulü kütlelerine oranına) bağlı olarak değişmektedir. Tesisin sıcaklık verim derecesi ise, tesisin yapısına (özelliklerine) ve bu tesiste ısıtılacak temiz hava kütlelerinin atık hava kütlelerine oranına bağlı olarak değişmekte olup,

$$\eta_T = (t_{TC} - t_{TG}) / (t_{AG} - t_{TG})$$

- η_T : Sıcaklık verim derecesi
 t_{TC} : Isı değiştiriciden çıkan temiz havanın sıcaklığı (⁰C)
 t_{TG} : Isı değiştiriciye giren temiz havanın sıcaklığı (⁰C)
 t_{AG} : Isı değiştiriciye giren atık havanın sıcaklığı (⁰C)

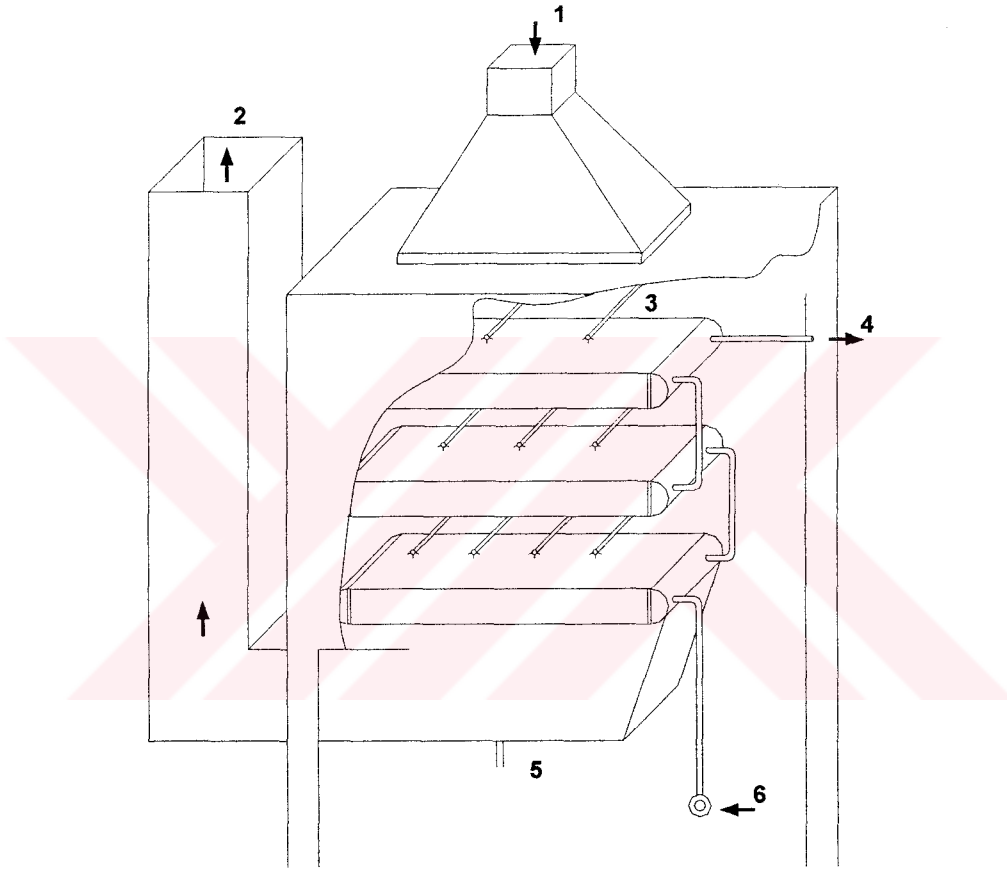
formülüyle hesaplanmaktadır. η_T genellikle 0,6 – 0,75 arasında değişen bir değere sahiptir.

Çizelge 8.4. Atık havadan ısı enerjisi geri kazanılması

Atık Hava Miktarı :		10.000 kg/h	
Atık Hava Sıcaklığı :		110 ⁰ C	
Atık Hava Nemi :		0.1 kg su/kg hava	
Hava / Hava Isı Değiştiricileri			
Isıtılacak Havanın Miktarı:		8000 kg/h	
Isıtılacak Havanın Sıcaklığı:		20 ⁰ C	
Isıtılacak Havanın Nemi:		0,01 kg su/ kg hava	
Hava Sıcaklığı: (⁰ C)	Isı Tekerleği	Plakalı Isı Değiştirici	Aracılı Rek.Isı Değ.
	85	78	70
Geri Kazanılan Isı (kj/h)	521.675	475.202	410.306
Hava / Su Isı Değiştiricileri			
Isıtılacak Suyun Miktarı:		8000 kg/h	
Isıtılacak Suyun Sıcaklığı:		15 ⁰ C	
Su Sıcaklığı (⁰ C)	Serpantinli Isı Değiştirici	Yıkama Kulesi	Yıkama Kulesi + 2.Basamak
	50	56	50
Geri Kazanılan Isı (kj/h)	1.172.304	1.373.270	1.172.304

Konveksiyon kurutucular konusunda da değinildiği üzere, kurutucudan çıkan atık havadaki nem miktarı yüksek olursa (% 10-15 kütle) 1 kg suyun buharlaştırılması için gerekli sıcak kurutma havası miktarı ve dolayısıyla atık havayla kayba uğrayan enerji miktarı önemli ölçüde azalmaktadır.

Kurutucudan çıkan atık hava miktarı düşük olursa (%2,5-5 kütle) fazla miktarda sıcak kurutma havası kullanılacağından, atık havayla kayba uğrayan enerji miktarı artmaktadır.



- | | | |
|-----------------------------|-----------------------|---------------------------|
| 1) Atık Sıcak Hava | 2) Soğumuş Atık Hava | 3) Temizleme Düzeleri |
| 4) Sıcak Temiz Su Deposuna | 5) Kondens Suyu | 6) Soğuk Temiz Su Girişi |

Şekil 8.12. Serpantinli ısı değıştiriciler ile atık sıcak hava ile su ısıtılması

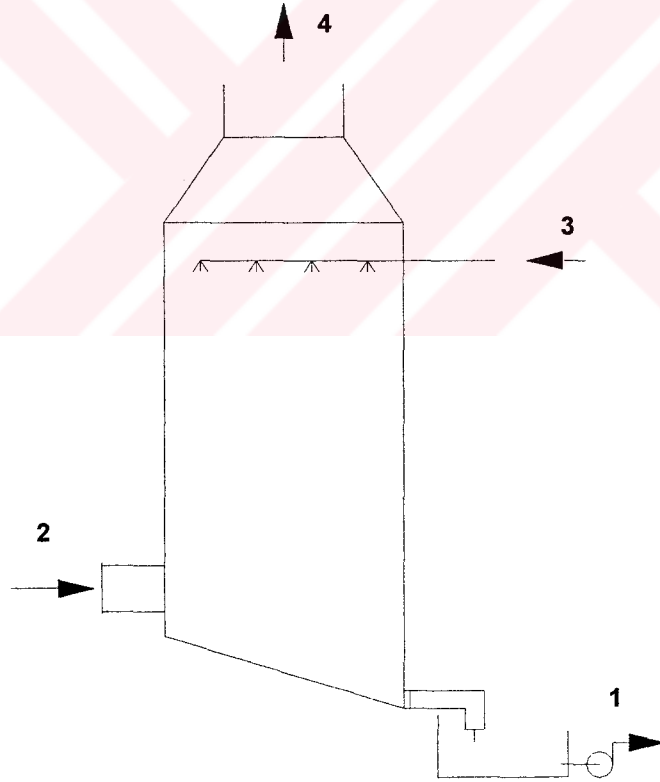
Dolayısıyla bir ısı yardımıyla geri kazanılabilecek enerji miktarı da yüksek olmaktadır. Ancak bir ramözdeki enerji bilançosu incelendiğinde, az nem ihtiva eden yüksek atık hava miktarıyla çalışıldığında, ısı geri kazanma donatımı kullanılsa bile ; optimal nem ihtiva eden atık havayla geri kazanma donatımsız olarak yapılan kurutmalara nazaran, yine de daha fazla özgül enerji tüketildiği görülmektedir.

Nemli (su buharı ihtiva eden) atık sıcak havadaki, su buharının yoğuşma enerjisi de geri kazanılmak isteniyorsa, bu ancak atık sıcak havayla su ısıtılarak sağlanabilmektedir. Çizelge 8.4.'teki değerlerden de anlaşılabilirdiği gibi bu takdirde geri kazanılabilen enerji miktarı, hava/hava ısı değıştiricileriyle kazanılanın 2-3 katına çıkmaktadır ve sağlanan enerji tasarrufu %50'yi bulmaktadır.

En yüksek enerji geri kazanılması su kulesinde sağlanabilmekteyse de, burada elde edilen sıcak su temiz değildir. Bundan temiz sıcak su elde edilebilmesi için ikinci bir ısı değıştiricisine daha gerek vardır ki, bu takdirde de sağlanan verim düşmektedir.

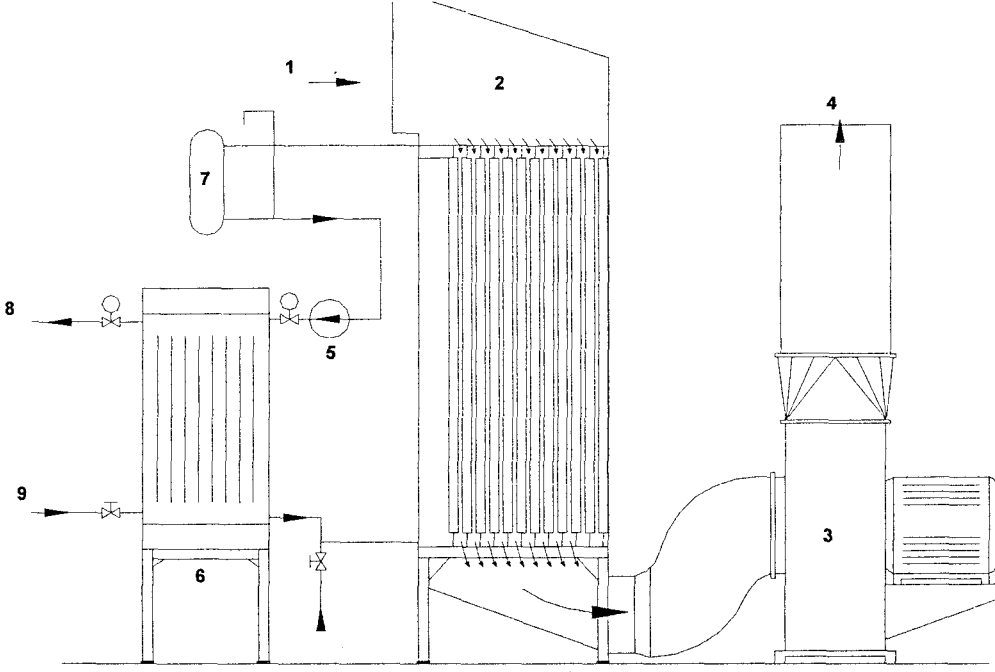
Atık kurutma havasıyla su ısıtılmasının yaygın olmamasının nedeni, atık flottelerle de su ısıtıldığı takdirde, işletmede gerekenden fazla 50-55⁰C'deki suyun elde edilecek olmasıdır.

Atık kurutma havasından ısı geri kazanımı yapılarak, proses veya konfor kullanım suyu ısıtılmasına ilişkin endüstriyel uygulamalar şematik olarak Şekil 8.12., Şekil 8.13. ve Şekil 8.14.'te gösterilmiştir.



- | | |
|--------------|---------------------------|
| 1) Sıcak Su | 2) Nemli Sıcak Atık Hava |
| 3) Soğuk Su | 4) Soğumuş Atık Hava |

Şekil 8.13. Su Kulesi kullanılarak ısı geri kazanımı



- | | | |
|---------------------|-------------------------|---------------------------|
| 1) Atık Sıcak Hava | 2) I.Isı Değişiricisi | 3) Atık Hava Vantilatörü |
| 4) Baca | 5) Sirkülasyon Pompası | 6) II.Isı Değişiricisi |
| 7) Genleşme Kabı | 8) Sıcak Temiz Su | 9) Soğuk Temiz Su |

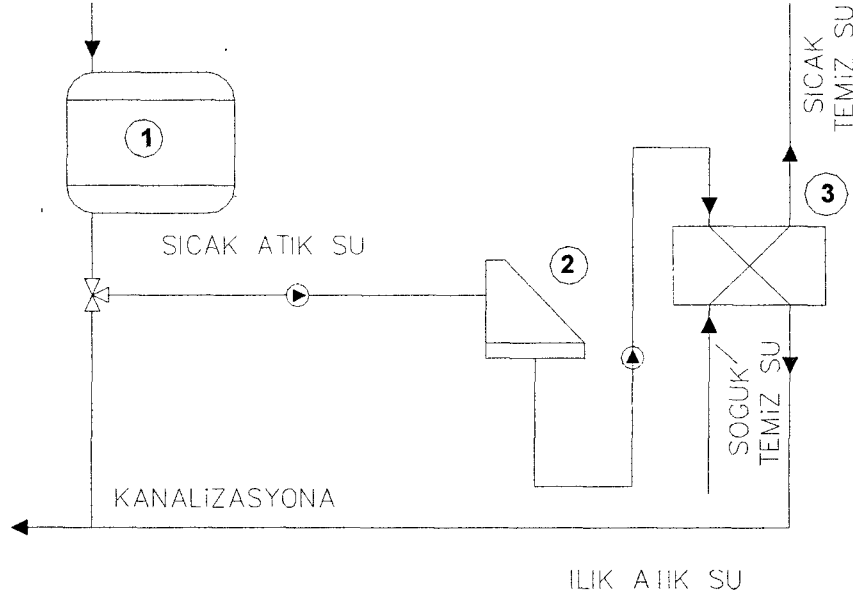
Şekil 8.14. İki basamaklı ısı değıştirici sistemi ile ısı geri kazanımı

8.4.4. Atık Flottelerden Isı Enerjisinin Geri Kazanılması

Atık flotteden ısı enerjisi geri kazanarak su (flotte) ısıtılması, genellikle levhalı veya borulu reküperatif ısı değıştiricileri vasıtasıyla sağlanmaktadır. Bu sistemleri atık havadan ısı enerjisi geri kazanılması sistemlerinden (özellikle atık sıcak havayla temiz havanın ısıtılması sistemlerinden) ayrılan en önemli husus, bunlarda enerji kazanma verim derecesinin kolaylıkla % 75- 80'e kadar çıkmasıdır. Isıtma enerjisinden sağlanacak tasarrufun, bu denli yüksek olabilmesi nedeniyle kendilerini geri ödeme süreleri de kısa olmaktadır.

Kesiksiz bir yıkama makinesi için enerji geri kazanma ve buharla su ısıtma donatımı incelenecek olursa; yıkama makinesinden gelen sıcak su (95-98⁰C) bir döner diskli filtreden geçirilerek temizlendikten sonra, otomatik seviye ayarına bağlı bir pompa vasıtasıyla ısı değıştiricisine gelmekte ve burada soğuyan atık su kanala akıtılmaktadır. Isı değıştiricisinde 70-77⁰C `a kadar ısınan temiz su ise, buharlı ısıtma donatımına gelerek burada 100⁰C`a kadar ısıtıldıktan sonra kaynar su olarak yıkama makinesine gönderilmektedir. Yani yıkama makinesi ayrıca bir ısıtma donatımı bulunmayabilir.

Bu tesisle sağlanabilecek enerji tasarrufu: 12 m³/h ve 98⁰C sıcaklıktaki atık su geldiğinde $\eta = \% 75$ ısı geri kazanma verimiyle çalışıyorsa:



- 1) Kesiksiz Çalışan Makine 2) Filtre 3) Isı Değıştiricisi

Şekil 8.15. Kesiksiz çalışan bir sisteme ısı geri kazanma donatımı bağlanmasına örnek

12 m³/h atık su 98⁰C`dan 36⁰C`a soğur ve bu esnada

12 m³/h temiz suyu 15⁰C`dan 77⁰C`a ısıtılır.

Sağlanan enerji tasarrufu 3,12 10⁶ kJ/ h`tır, bu da 1,49 t/h buhara eşdeğerdır.

Bu hesaplara göre, tesisin kendini geri ödeme süresi 1678 çalışma saatidir, bu da 3 vardiya çalışan bir işletmede 4-5 ayı geçmez. Verilen örnekte, su ısıtma donanımı pahalı bir tesis seçilmiş olmasına rağmen, geri ödeme süresinin yine de çok kısa olduğu görülmektedir.

Atık flottelerden enerji geri kazanma tesislerini:

1.Merkezi olmayan, bireysel geri kazanma donatımları

2.Merkezi geri kazanma tesisleri

diye ikiye ayırmak mümkündür.

8.4.4.1. Merkezi Olmayan Isı Geri Kazanma Tesisleri

Merkezi olmayan, bireysel geri kazanma donatımları da kendi aralarında ikiye ayrılmaktadırlar:

8.4.4.1.1.Kesiksiz çalışan her makineye ayrı bir ısı değıştiricisi takılması

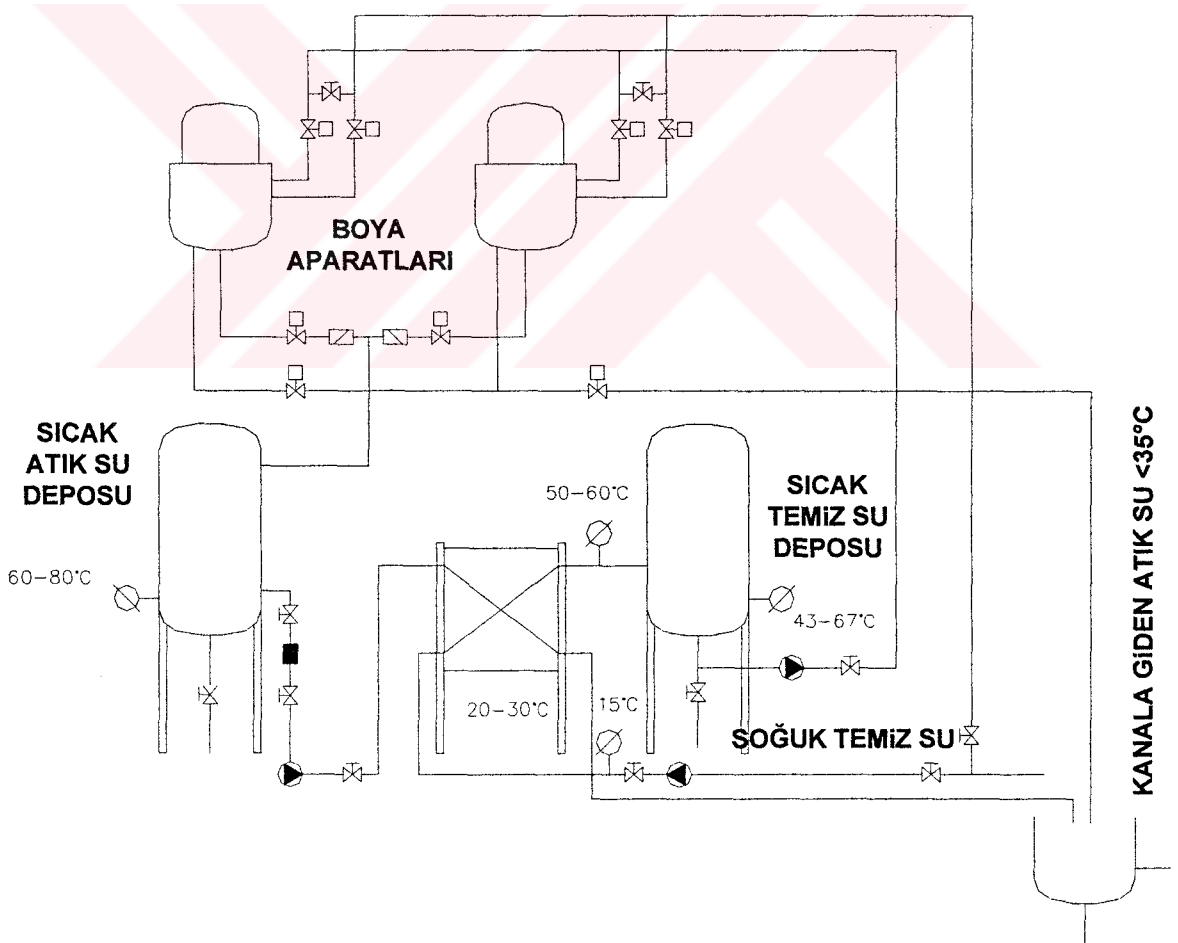
Biraz önce verilen örnekte de belirtildiği gibi, bu çalışma şeklinin en güzel ve en yaygın uygulama alanı kesiksiz çalışan yıkama makineleridir.Bu şekildeki çalışmanın avantajı sıcak atık su gelişı ile temiz su ihtiyacının aynı zamana rastlaması ve miktarının aynı oluşudur. Dolayısıyla ne sıcak atık su, ne de ısı değıştiricisinden çıkan sıcak temiz su için yalıtılmış

depolara gerek yoktur. Boru ve vana ihtiyacı da, ısı değiştriciyi hemen makinenin girişine veya çıkışına yerleştirileceğinden asgariye inmektedir.

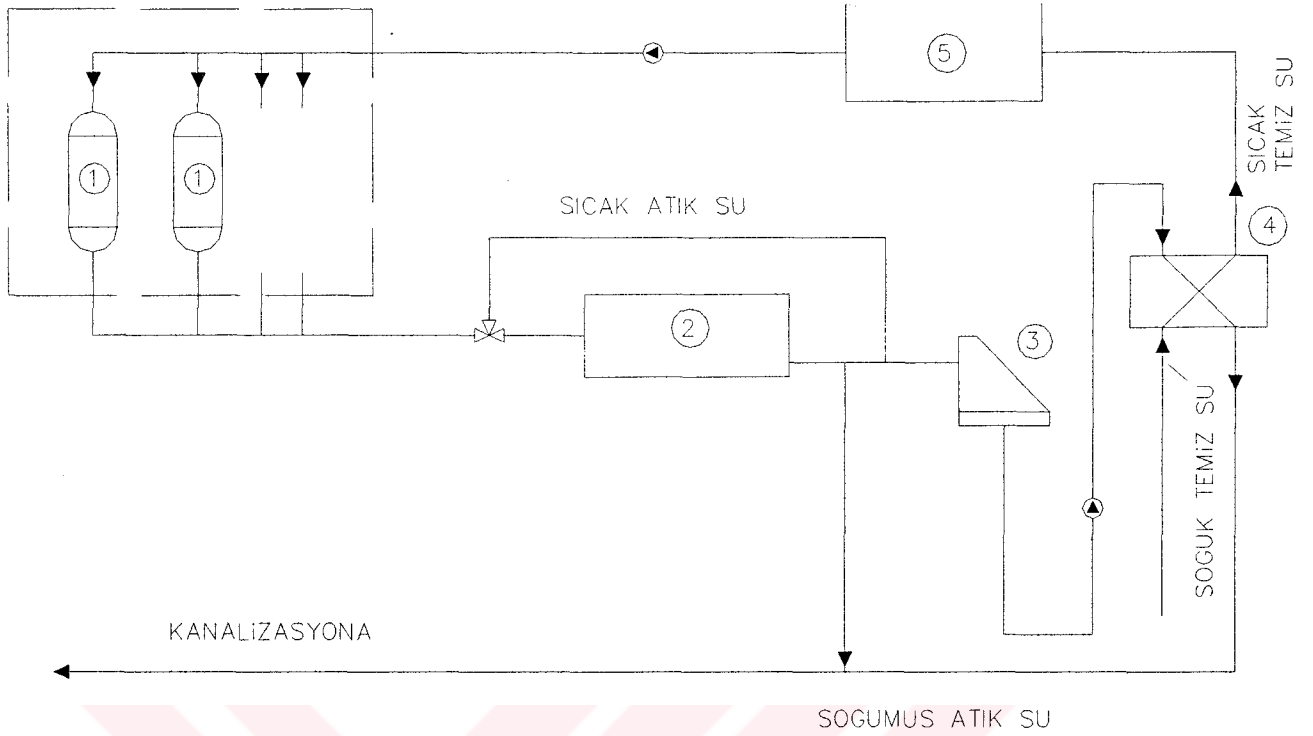
8.4.4.1.2. Kesikli alışan tek veya bir grup makineye ısı değiştriciyi bağlanması:

Kesikli alışan makinelerde (aparatlardan), makine (aparat) boşaltılırken kısa bir surede bol miktarda sıcak atık su çıkarken, makine (aparat) doldurulurken de kısa bir surede bol miktarda sıcak temiz suya ihtiyaç olmaktadır.

Atık su gelişindeki ve sıcak temiz su tuketimindeki bu düzensizlik ve zaman bakımından birbirine uyumsuzluk nedeniyle bunlarda hem sıcak atık su, hem de sıcak temiz su için birer tane yalıtılmış depoya ihtiyaç vardır. Ayrıca sisteme bir termostatlı vana konularak 55°C 'dan daha soğuk atık suların doğrudan kanala gönderilmesinde de fayda vardır. Bu taktirde, özellikle HT boyama veya pişirme yapılıyorsa ve kazanların basınç altındayken (100°C 'un üzerindeyken) boşaltılmasını sağlayan donanım da mevcutsa, temiz suyun ısı değiştricisinde $80-90^{\circ}\text{C}$ 'a kadar ısıtılabilmesi bile mümkün olmaktadır.



şekil 8.16. Kesikli alışan bir grup makineye ısı değiştriciyi bağlanması



- | | | |
|--------------------------------------|---------------------------|------------|
| 1) İşletmedeki Yaş İşlem Makineleri | 2) Sıcak Atık Su Deposu | 3) Filtre |
| 4) Isı Değiştiricisi | 5) Sıcak Temiz Su Deposu | |

Şekil 8.17. Merkezi ısı geri kazanma tesisleri

8.4.4.2. Merkezi ısı geri kazanma tesisleri

İstenildiği takdirde işletmenin veya bir dairenin bütün atık suları birleştirildikten ve bir depoda toplandıktan sonra ısı değiştiricisinden geçirilebilir. Ek boruların, termostatlı vanalara ihtiyaç göstermeyen bu sistemin dezavantajı, soğuk ve sıcak atık suların birbirleriyle karışması sonucu oluşan atık suyun sıcaklığının düşük ($35-55^{\circ}\text{C}$) olmasıdır. Dolayısıyla ısı değiştiricisinde bu suyla ısıtılacak temiz suyun sıcaklığı da $30-40^{\circ}\text{C}$ 'u geçmemektedir.

Yukarıda kısa bilgiden de anlaşılacağı gibi, kesiksiz yıkama makinelerine ısı geri kazanma donatım takılmaması affedilmeyecek bir enerji israfıdır. Başta HT boyama aparatları ve jet makineleri ile pişirme kazanları olmak üzere kesikli çalışan makine ve aparatlara da gruplara halinde ısı geri kazanma donatımları bağlanmasında büyük yarar vardır. Merkezi ısı geri kazanma tesisleri ise, o kadar ekonomik değildir.

9.TEKSTİL SANAYİNDE ISI GERİ KAZANIMI UYGULAMALARI

Enerji kaynaklarının giderek çok daha pahalı ve sınırlı hale gelmesi, çevre bilincinin giderek gelişmesi hayatın her alanında enerji tasarrufunun bir zorunluluk haline getirmiştir. Çünkü tasarruf edilen enerji en ucuz ve en temiz enerji kaynağıdır. Tekstil ve özellikle boyahaneleri bu yaklaşımın dışında tutmak mümkün değildir. Ülkemizde tekstil fabrikalarının yoğun olarak faaliyet gösterdiği bilinmektedir. Kısa süre aralıklarla gelen krizlere rağmen bu sektör henüz çok büyük kayıplarla karşılaşmamış olmakla beraber rekabet koşullarının giderek ağırlaştığıda açıktır. Gerek yurtdışında yeni üretim odakları oluşmuş, maliyetlerin düşürülmesi rekabet edebilmenin ön koşulu olmuştur.

Tekstildeki boyahanelerde şu günlerde yakıt giderlerinin maliyet içerisindeki payı %30 düzeylerine ulaşarak, bir numaralı maliyet unsuru haline gelmiştir. Bu nedenle yakıt giderlerinde sağlanabilecek tasarruf tekstilcinin dikkatini büyük ölçüde çeker hale gelmiştir.

Tekstil fabrikaları ve özellikle boyahaneler ülkemizin belirli yörelerinde yoğunlaşmış olarak faaliyetlerini sürdürmektedirler. Bu yörelerin başlıcaları şunlardır: Çerkezköy, Çorlu / Tekirdağ; Denizli, İnegöl/Bursa; Bursa / merkez; İstanbul; Gaziantep

Boyahanelerin başlıca girdileri taze su, yakıt (Fuel-Oil,Doğal gaz ve LPG), işgücü, elektrik enerjisi ve kimyasal malzemelerdir. Bu kullanımdan doğal olarak kimyasal ve biyolojik olarak kirlenmiş su ve baca gazı çevreye yayılmaktadır. Fabrikalar kimi yörelerde merkezi arıtma sistemlerine sıvı atıklarını gönderirken, kimi yörelerde her fabrika kendi atığı için arıtma sistemi kurmak zorunda kalmıştır.

9.1.Boyahanelerde Başlıca Isı Tasarrufu Kaynakları

Bütün klasik ısı tasarrufu yöntemleri boyahaneler içinde geçerlidir. Buhar kazanlarının verimini yükseltecek her önlem, ilave olarak ısı kullanım ve dağıtımında uygulanacak doğru yöntemler yakıt giderlerini minimize etmek bakımından önemlidir. Baca gazı sıcaklığının asgariye indirilmesi, izolasyon önlemleri, kaçak buharlara izin verilmemesi gereksiz aşırı ısıtmalardan kaçınılması dikkat edilmesi gereken hususların başında gelmektedir.

Baca gazı sıcaklığının optimal düzeyde tutulabilmesi ancak, kaliteli bir buhar kazanının kapasiteye uygun olarak seçilmesi ile mümkündür. Duman borularının periyodik temizliği ve kazan suyu sertliğinin giderilmiş olması doğru bir kazan işletmeciliği için ön koşuldur. Bunlara rağmen yüksek baca gazı sıcaklığıyla kaybedilen enerji baca gazı yoluna yerleştirilecek ekonomizerlerle kısmen geri kazanılabilir. Blof suyunun taşıdığı enerjiden plakalı ısı değiştiriciler yardımıyla geri kazanım mümkündür. Ayrıca kondens suyunun taşıdığı flaş buhar kapasitesinden plakalı ısı değiştiriciler yardımıyla yararlanmak uygulanan bir yöntemdir. Ancak boyahanelerde %20-30 lara varan bir ısı tasarruf kaynağı vardır ki, henüz

uygulamaya yaygın olarak geçilememiştir. Yaklaşık bir değer vermek gerekirse bu konuda sistemini kuran boyahane sayısı %10 civarındadır. Kalanlar sistemi bilmekle birlikte yatırımı gerçekleştirme konusunda çok da istekli davranmamaktadırlar.

Bu hususu bildiri konusu olarak seçmemizin nedeni, boyahanelerden atılan atık kirli sıcak suyun taşıdığı tasarruf potansiyelidir. Bu konuya biraz daha yakından bakmak gerekecektir.

Boyahanelerden çıkan boyalı atık sıcak sudan ısı geri kazanımı

Tekstil ürünlerinin yıkanması, boyanması gibi işlemler yoğun bir şekilde yumuşak temiz suyun kullanımını gerektirmekte, bu su bir çok uygulamada da 90⁰C lere kadar ısıtılmakta ve tahliye edilmektedir. Boyalı olması ve diğer maddelerle olması nedeniyle bu suyun direkt olarak kullanılması mümkün değildir. Boyahaneden çıkan boyalı atık su, ya fabrikanın kendi arıtım sistemine gönderilmekte yada merkezi arıtma sistemine gönderilmektedir. Arıtma sistemine giden atık suyun giriş sıcaklığı etkili bir arıtma için 30⁰C nin altında olmalıdır. Atık su kapasitesi günlük boyanacak kumaş miktarının yaklaşık 100 misli civarındadır.

Atık sudan ısı geri kazanımına uygun olarak planlanmış bir fabrikada boyama makinaları soğuk ve sıcak su tahliyelerinin ayrılmasını sağlayacak şekilde ekipmanlarla donatılmış, fabrika içerisindeki deşarj kanallarında soğuk ve sıcak atık sular için ayrı ayrı düzenlenmiştir. Makinaların beslemesinde sıcak ve soğuk su temiz su beslemesi olarak iki ayrı hattan gerçekleştirilmiştir.

Böylece soğuk kirli su kanalındaki atık direkt arıtma tesisine gönderilmekte, sıcak kirli su kanalındaki su,ısı geri kazanım sistemine alınmakta, ısısından yararlanıldıktan sonra soğumuş olarak arıtma tesisine gönderilmektedir.

Ancak fabrikalarımızın çoğu yukarıdaki gibi düzenlenmemiştir. Yani makinalarda tek çıkış vardır. Makine tek hattan soğuk su ile beslenmektedir ve makinadan çıkan soğuk ve sıcak tahliyelerin tümü mevcut tek kanala akmaktadır.

Sıcak atık suyun ayrı kanaldan sevkedilmemesi ısı geri kazanımı uygulamasını zorlaştırmaktadır. Çünkü ısıl olarak bir değer ifade etmeyen soğuk atık suyun sıcak suya karışmış olması, gereksiz yere debiyi artırmakta ve atık su ortalama sıcaklığını düşürmektedir. Böyle oluncada ısı geri kazanımında kullanılacak ekipmanların kapasitelerinin daha büyük seçilmesi zorunluluğu doğmakta ve doğal olarak yatırım masrafı ve işletmede kullanılan elektrik enerjisi giderleri artmaktadır.

Ancak bu halde bile yatırım bir yıldan çok daha kısa bir sürede kendisini amorti etmektedir. alınır . Havuzun tabanın yakın bir kottan santrifüj tipi pompayla (bir adeti yedek) alınan sıcak su Plakalı Tip Isı Değiştiricinin primer devresine gönderilir. Multipas (çok denetimine gerek duyulmamaktadır.

9.2. Bir Boyahanedeki Isı Geri Kazanımı Sisteminin Projelendirilmesi:

9.2.1.Projenin Bölümleri:

1. Fabrikanın boyahanesindeki proseslerden atılan sıcak kirli suların ısısının geri kazanılması.
2. Buhar kazanlarında otomatik olarak yapılan yüzey blöfü işleminde, bu proses esnasında dışarı atılan ısının bir ısı değiştirici vasıtasıyla geri kazanılması
3. Ana kondens tankından degazöre gelecek olan kondensin bir flaş buhar tankı vasıtasıyla ısısının kazanılması.
4. Fabrikanın boyahanesindeki boyama, kurutma ve buharlama makinelerinden gelen ve kondens toplar kullanılarak sırasıyla ara kondens tankı ve ana kondens tanklarında toplanan kondensin ısı değiştiricileri vasıtasıyla ısının geri kazanılması.
5. Kış aylarında klima santralinin ihtiyacı olan ısıl yükün, yukarıda bahsedilen ısı değiştirici gruplarından yapılacak bir tesisat yardımıyla sağlanması.
6. Fabrikada kullanılan buhar kazanlarının bacalarında ekonomayzer kullanılarak ısı geri kazanımı yapılması

9.2.2.Projenin Çevre Korumasına Katkıları:

1. Sıcak atıkların doğaya atılmasına engel olarak ekolojik dengenin bozulmasını azaltmak.
2. Drenaja veya arıtma tesisine atılan atık suyun ph dengesinin yapılması baca gazı tarafından sağlanarak, ekolojik dengenin bozulmasını azaltmak.
3. Arıtma tesisinin sıcaklığı düşürülerek (30⁰C altına) verimli bir arıtmanın yapılmasına katkı koymak. Zira bu sıcaklığın üzerindeki akışkanlar, arıtma tesisindeki bakterilerin ölümüne sebep olmaktadır.
4. Yakıt yakılarak doğaya atılan emisyonların azaltılmasını sağlamak.

9.2.3.Projenin Tabii Kaynakların Rasyonel Kullanımına Katkıları:

Yer altı petrol ve diğer katı ve sıvı yakıtların az kullanımını sağlamak.

9.2.4.Projenin Ülke Ekonomisine Katkıları:

1. Yurt dışına döviz çıkışını azaltarak , ekonominin yurt dışı yükünü azaltmak.
2. Üretici maliyetlerinin düşürülerek yurt dışı rekabet şanslarını artırıp, uluslar arası ticaretteki paylarını artırıp, ülkemize giren dövizin artması.

9.2.5.Tekstil Sanayiinde Isı Geri Kazanım Sistemleri Kurulumunda Dikkat

Edilecek Hususlar

- 1.) Sistemin komple anahtar teslimi yaptırılmalıdır;

- Tek bir firma tarafından, mühendislik, projelendirme, malzeme seçimi, montaj yapıldığı için ileride çıkabilecek sorunlar daha rahat çözülmektedir.
- Sistemi kurmak için en az 5 firma ile (ısı değiştirici, otomasyon, elektrik panosu, pompalar, mekanik montaj) çalışmak yerine, yalnızca tek bir firma ile çalışılmalıdır.
- Sistem komple olursa YERLİ YATIRIM TEŞVİK belgesi alınmaktadır ve vergiden düşüp, KDV'den muaf olmaktadır.
- Sistem için komple garanti alınmalıdır.
- Türkiye'de bu işi yapmış tecrübeli mühendislik ve uygulama projeleri yapmış firmalar tercih edilmelidir.

2.) Sistemin Komple otomatik kontrollü yaptırılmalıdır;

- Sistem otomatik kontrollü yaptırılırsa daha verimli olacaktır,
- Sistem çalıştırmak için ayrı bir eleman istihdam edilmemelidir,
- Otomatik kontrolsüz yapılan sistemler de yeterince verimli geri kazanım yapılmamaktadır. Manuel yapılan sistemlerde 5⁰C kayıp, 50 ton/h bir ısı geri kazanım sistemindeki kayıp; 125 000 DM/yıl olmaktadır.

3.) Sistemde Free Flow tıkanmayan ısı değiştiricileri kullanılmalıdır,

- FREE FLOW ısı değiştiriciler serbest akışlı olup tekstil için özel üretilmişlerdir, piyasadaki diğer ısı değiştiriciler boğumludur ve tekstilde tıkanmaktadır ve verimsiz çalışmaktadırlar.
- Tekstil atık suyu için özel üretilmiş olan free flow ısı değiştiriciler tıkanmamaktadır, temizleme gibi servis ve bakım sorunlarıyla uğraşılmamaktadır.
- Tıkanan boğumlu ısı değiştiriciler ısı geri kazanım sistemi için özel filtrelerle ihtiyaç duymamaktadır. Özel filtrelerin yatırım maliyeti çok yüksektir (en az ısı değiştirici maliyetinin yarısı kadar)Bu filtrelerin çalıştırılması ve bakımı zordur.
- Bu özel free flow ısı değiştiricinin teslim süresi kısa olan tercih edilmelidir, yedek parçasının Türkiye'de stok tutulmasına dikkat edilmelidir..
- Isı değiştirici plakaları Paslanmaz (AISI 316 kalite) malzemedden olmalıdır,

4.) Sistemden Otomatik kontrol, Elektrik ve Mekanik açıdan beklenmesi gerekenler,

- Otomatik kontrol olarak, kolay programlanabilen Türkiye'de yedeği bulunan, PLC veya multi kontrol cihazları seçilmelidir. Sistem SCADA ile kontrol edilirse yapılan ısı geri kazanım kaydedilebilir, bilgisayardan kontrol yapılabilir,

- Bu otomasyona ileriki tarihte, Buhar Kazanı verimli çalıştırma sistemini(debi ölçümü, seviye kontrolü, işletme otomasyonu, yanma kontrolü) ilave edebilir olmalıdır,
- Sistem sabit debide, sabit sıcaklıkta suyun ısısı geri kazanmak için tasarlanmalıdır,
- Sistemde invertörler kullanılarak pompaların harcayacağı elektrik %20-%50 arasında azaltılmalı ve pompaların mekanik ömrü uzamakta, elektrik motorlarının yanması imkansızlaştırılmalıdır,
- Sistem hem otomatik kontrolle hem de manuel olarak çalışabilmelidir,
- Sistemde yumuşak yol vericiler de kullanılarak, yedek pompalar ve sistem manuel çalıştığında pompalar korunmalıdır,
- Elektrik panosu IP54 korumalı prizma tipi olmalıdır,
- Sistem elektrik dalgalanmalarına karşı korunmalıdır,
- Sıcak temiz suyun basılması için kullanılan hidrofor sistemi özel tasarlanıp, sabit basınç sabit debide suyu en hızlı sürede vererek, boya makinaları birkaç dakikada doldurulmalıdır. Bu sayede boyama zamanı kısaltılarak, üretim kapasitesi artırılmalıdır,
- Pompaların susuz çalışmasına engel olmak için ayrıca akış anahtarları kullanılmalıdır,
- Kullanılan vanalar paslanmaz klapeli olmalıdır,
- Sistemde otomatik ters yıkama sistemi olmalıdır,
- Sistemde kullanılan kaba filtreler paslanmaz olmalıdır.

9.2.6. Isı Geri Kazanım Hesaplamaları

9.2.6.1. Atık Sulardan Isı Geri Kazanımı:

Soğuk Su Giriş Sıcaklığı	: 30 ⁰ C
Soğuk Su Çıkış Sıcaklığı	: 45 ⁰ C
Atılan sıcak kirli su debisi (ortalama)	: 750 ton/h
Atık Sıcak Su Giriş Sıcaklığı	: 65 ⁰ C
Atık Sıcak Su Çıkış Sıcaklığı	: 40 ⁰ C
Sistemi verimliliği	: %85
Yakıt Alt Isıl Değeri	: 8900 kcal/ ⁰ C m ³
Geri Kazanılan Isının Yakıt Karşılığı	: (65 – 40) x 750.000 /(8900 x 0,85)
Q₁	= 2479 m³/h

9.2.6.2. Degazör – Flaş Buhar Uygulamasından Isı Geri Kazanımı:

Kazan dairesinde ara kondens tankından dönüş konulan flaş buhar tankı ile elde edilen flaş buhar degazöre verilmiştir. Bu noktada öncelikli hesaplanması gereken degazörün ihtiyacı olan buhar miktarıdır.

$$Q = M \times C_p \times \Delta T / h_{fg}$$

Bu formülde;

Q : İhtiyaç olan buhar miktarı (kg/h)

M : Isıtılacak su miktarı (kg/h)

h_{fg} : Buharlaştırma entalpisi (kJ/kg)

ΔT : Su giriş-çıkış sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$)

C_p : Özgül ısı ($C_{p\text{SU}} = 4,186 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$)

$$Q = 5500 \times 4,186 \times (95 - 75) / 2243,4$$

$Q = 205,250 \text{ kg/h}$ buhara ihtiyaç vardır.

Doymuş suyun entalpisi (0,2 bar) = 440,8 kJ/kg

Dönüş kondens entalpisi (2 bar) = 562,2 kJ/kg

2 bar'daki kondens 0,2 bar'a serbest bırakılırsa;

$562,2 - 440,8 = 121,4 \text{ kJ/kg}$ değerinde bir enerji açığa çıkar.

Buhar entalpisi (0,2 bar) = 2243,4 kJ/kg

Açığa çıkan flaş buhar oranı = $(121,4 / 2243,4) \times 100 = \% 5,41$

Kazana dönen 2 bar'lık 5500 kg/h miktarındaki kondensin %5,41'i yani 297,55 kg/h'lik kısmı 0,2 bar'da flaş buhar olarak açığa çıkacaktır.

Bu durumda elde edilen flaş buhar degazör için fazlasıyla yeterlidir.

Elde edilecek tasarruf miktarı hesaplanacak olursa;

$$Q = m \times C \times \Delta T / (h_u \times \eta)$$

$$Q = 5500 \times 1 \times 50 / (8900 \times 0,9)$$

$$Q_2 = 34,33 \text{ m}^3/\text{h}$$

10.ENERJİ GERİ KAZANIMININ TERMODİNAMİKSEL İNCELENMESİ

10.1.Hesap Yöntemi

10.1.1.Sadece Duyulur Isı Transferi Yapan Isı Değiştiricileri

10.1.1.1.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 Isısı	[kJ/kg ⁰ C]
Δt	:	Sıcaklık Farkı	[⁰ C]

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

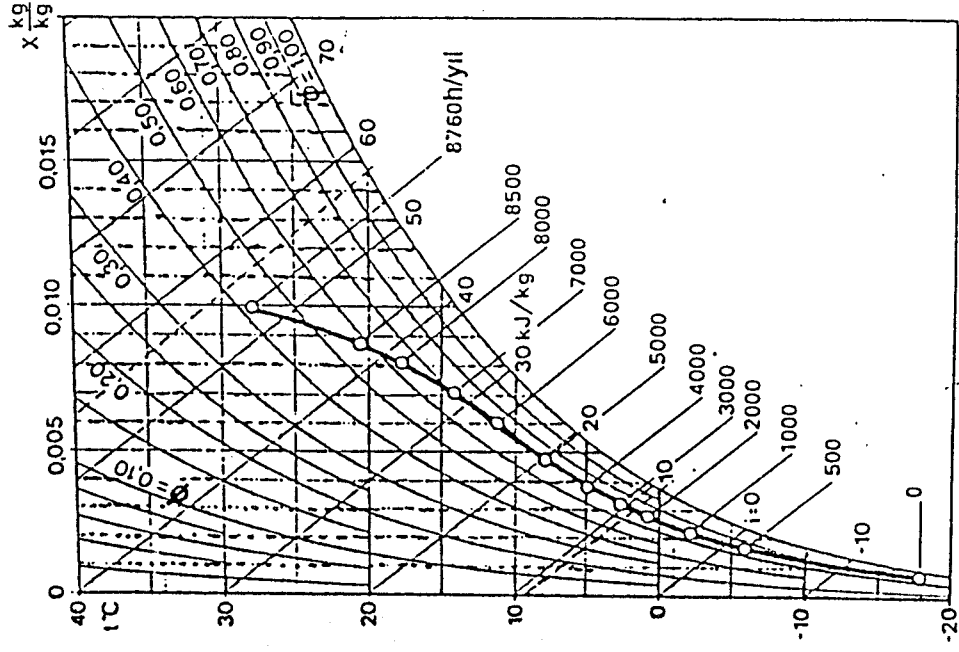
t_{adt}	:	Taze Hava Tasarım Sıcaklığı	[⁰ C]
t_{et}	:	Egzost Havası Sıcaklığı	[⁰ C]
η	:	Isı Değiştirici Verimi	[%]

10.1.1.2.Enerji Tasarrufu (grafik yöntem)

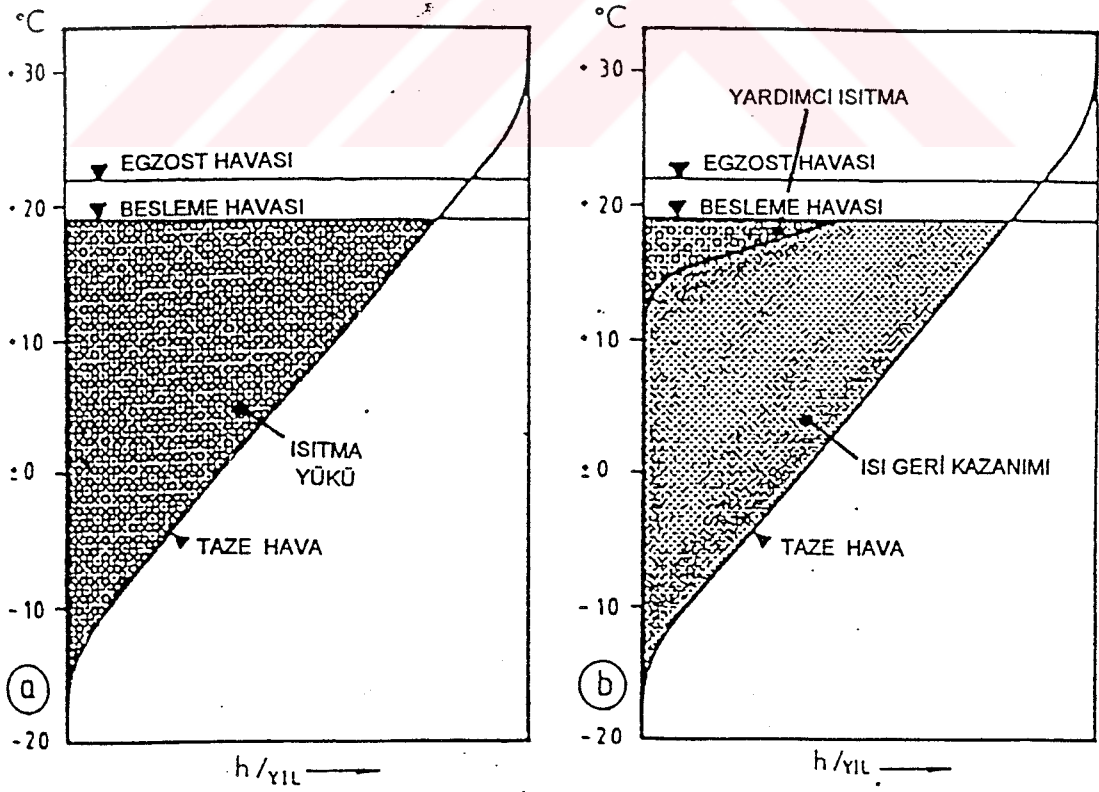
Dış hava süreklilik diyagramı : Zaman ile sıcaklık veya özgül nem arasında ölçülen bağıntı olarak tanımlanır. Süreklilik, dış hava sıcaklığının veya neminin belirli değerler altına düştüğü süreyi verir. Süreklilik değerleri zamana bağlı olarak çizildiğinde de süreklilik eğrisi elde edilir.

Değerler zamana bağlı olarak psikometrik diyagrama işlenirse Şekil 10.1 'deki eğri elde edilir. Bu eğriden yıllık enerji tüketimindeki azalma ve işletme maliyetlerindeki azalma hesaplanabilir. (Recupair,1997)

Enerji tasarrufu: Sıcaklık diyagramı üzerinde (Şekil 10.2.) süreklilik eğrisi ile enerji geri kazanım cihazından sonraki taze hava sıcaklığı arasında kalan alan olarak tanımlanır. (Recupair,1997)



Şekil 10.1. Dış hava süreklilik diyagramı



Şekil 10.2. 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 ısısı	[kj/kg ⁰ C]
q	:	Taze hava miktarı	[m ³ /h]
k	:	Çalışma faktörü	[]

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

10.1.1.3. Isı Değiştiricinin Kendi Kendini Geri Ödeme Süresi

$$T = [\text{ısı değiştiricinin tüm ekipmanlarıyla net maliyeti (para)}] / [\text{Parasal tasarruf (C) (para/yıl)}]$$

10.1.2. Hem Duyulur Hem de Gizli Isı Transferi Yapan Isı Değiştiriciler

10.1.2.1. Yük Tasarrufu

Bu tip ısı değiştiricilerde yük tasarrufu geri kazanılan entalpiden oluşur.

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

Q	:	Yük Tasarrufu	[kW]
q	:	Taze Hava Miktarı	[m ³ /h]
ρ	:	Havanın Yoğunluğu	[kg/m ³]
Δh	:	Entalpi Geri Kazanım Farkı	[°C]

10.1.2.2. 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	:	Isı Değiştirici Verimi [%]	

10.1.2.3. Enerji Tasarrufu

Hem duyulur hem de gizli ısı transferi yapan ısı değiştiricilerde enerji tasarrufu, hem sıcaklık hem de nem geri kazanımdan meydana gelir. Bu ısı değiştiricilerin sıcaklık geri kazanımı bir önceki bölümde anlatılan, yalnız duyulur ısı transferi yapan ısı değiştiricileriyle aynıdır.

10.1.2.4. 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	:	Isı değiştirici verimi	[%]

10.1.2.5. Taze Hava Özgöl Nemi

$$x = \Delta x + x_o$$

x	:	Isı Değiştirici çıkışındaki taze hava tarafı özgöl nemi	[g/kg]
Δx	:	Nem geri kazanımı	[g/kg]
x_o	:	Dış hava nemi	[g/kg]

10.1.2.6. 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	[m ³ /h]
ρ	:	Havanın yoğunluğu	[kg/m ³]
k	:	Çalışma faktörü	[]
B	:	Gerçek alan	[mm ²]

$$K = [\text{Gerçek çalışma süresi (saat,h)}] / [\text{yıllık toplam süre (saat,h)}]$$

NOT : Taze havanın özgül nemi süreklilik diyagramında gösterilebilir ve grafik alan olarak belirtilebilir. (Recupair,1997)

10.1.2.7. Gizli Isı 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]

10.1.2.8. Toplam Enerji Geri Kazanımı

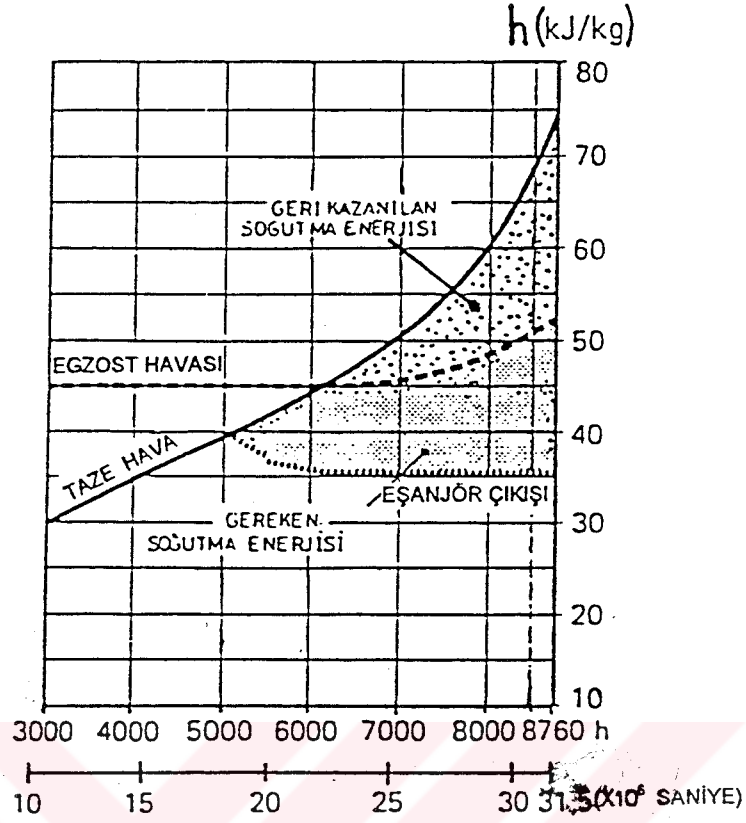
$$Q_{top} = Q_s + Q_m$$

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

Hem duyulur hem gizli ısı transferi yapan ısı değiştiricileri için yapılacak olan parasal tasarruf ve değiştiricinin kendi kendini geri ödeme süresi hesaplamaları bir önceki bölümde anlatılan sadece duyulur ısı transferi yapan ısı değiştiricilerinin hesaplamaları ile aynıdır.

10.1.3. Soğu Geri Kazanımı

Isı değiştiricisinde, soğutma periyodu boyunca belirli aralıklarla okunan dış hava ve entalpi değerlerinden elde edilen diyagram Şekil 10.'deki gibidir.



Şekil 10.3. Soğu geri kazanımı (Recupair 1997)

10.1.3.1. Taze Hava Entalpisi

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

h_{sup} : Isı Değiştiricisi çıkışındaki taze hava tarafı entalpisi [kJ/kg]

h_i : İç hava entalpisi [kJ/kg]

h_d : Dış hava entalpisi [kJ/kg]

η : Isı değiştiricisi verimi [%]

Soğu geri kazanımı için yapılması gereken hesaplamalardan yük tasarrufu, parasal tasarruf ve değiştiricinin kendi kendini geri ödeme süresi hesaplamaları bir önceki bölümde gösterilmiş olan hesaplamalarla aynıdır.

10.2. Tekstil Sanayiindeki Bir Klima Sisteminde Enerji Geri Kazanım Örneği

Burada Çerkezköy hava şartlarında Döner Tip bir ısı değiştirici 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 ($^{\circ}\text{C}$)	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.

Nemlendirici çıkış şartları olarak;

$KT_{nç} = 13,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ Bağıl nem (\emptyset) = %80 uygun görülmüştür.

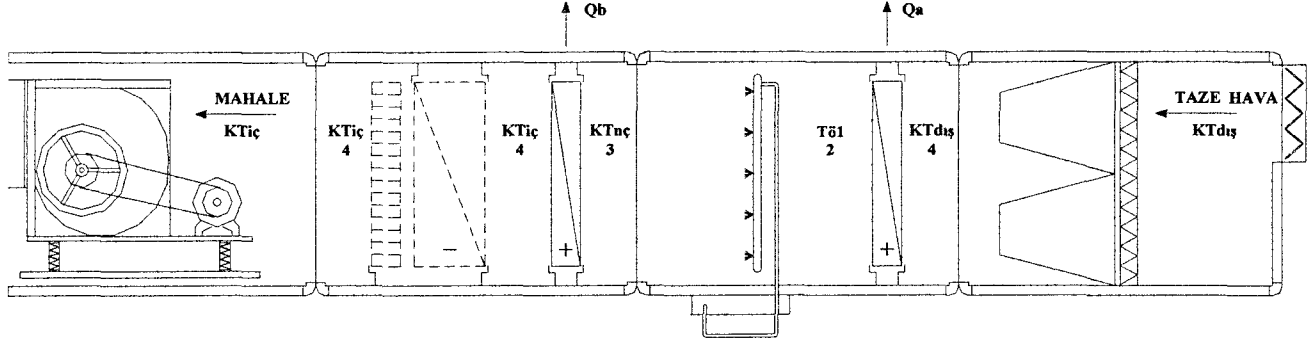
Sistemde ısı değiştirici kullanıldığında ise havanın değiştirici çıkışındaki bağıl nemi %40 ile %60 arasında olduğundan nemlendirici bölümü kaldırılmıştır.

Çerkezköy için dış hava tasarım değerleri aşağıdaki tabloda belirtilmiştir. Değerler ortalama olarak alınmıştır.

Çizelge 10.1.Dış hava tasarım değerleri

AYLAR	DÖNEM	DIŞ HAVA SICAKLIĞI ($^{\circ}\text{C}$)	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

10.2.1.Enerji Geri Kazanımsız Sistemlerin Şematik Resimleri

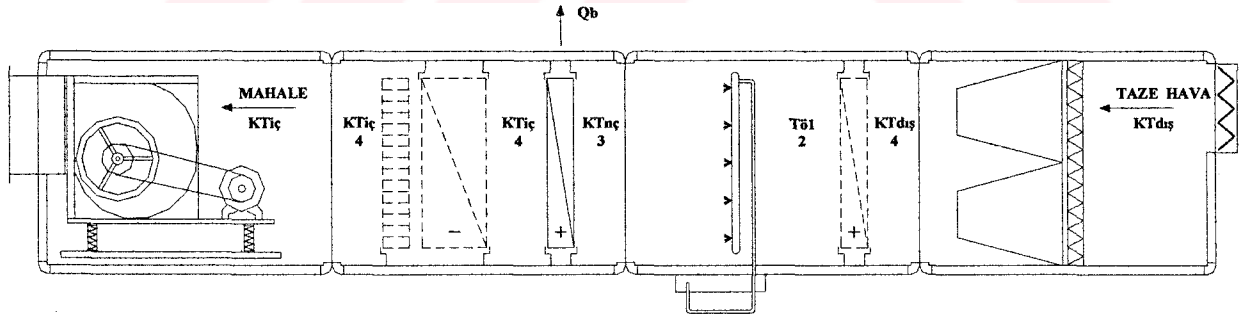


Şekil 10.4.Kış sezonu ön ısıtmalı,enerji geri kazanımsız sistemin şematik gösterimi

Yukarıdaki sistemde ön ısıtma ve son ısıtma bataryaları görülmektedir.Kesikli çizgilerle gösterilmiş olan soğutma bataryası sistemde kullanılmamaktadır. Sistemin kullanıldığı aylar;Aralık, Ocak, Şubat, Mart, Nisan ve Kasım'dır.Bu durumda;

$$Q_a : \text{ön ısıtıcı} \quad Q_1 = Q_a + Q_b$$

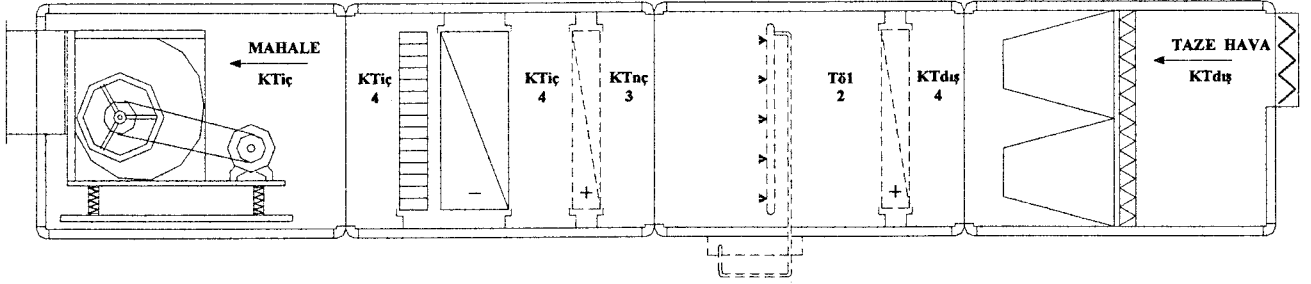
$$Q_b : \text{son ısıtıcı}$$



Şekil 10.5.Kış sezonu ön ısıtmasız, enerji geri kazanımsız sistemin şematik gösterimi.

Yukarıdaki sistemde sadece son ısıtma bataryaları görülmektedir.Kesikli çizgilerle gösterilmiş olan ön ısıtma bataryası ve soğutma bataryası sistemde kullanılmamaktadır. Sistemin kullanıldığı aylar Mayıs ve Ekim'dir.Bu durumda;

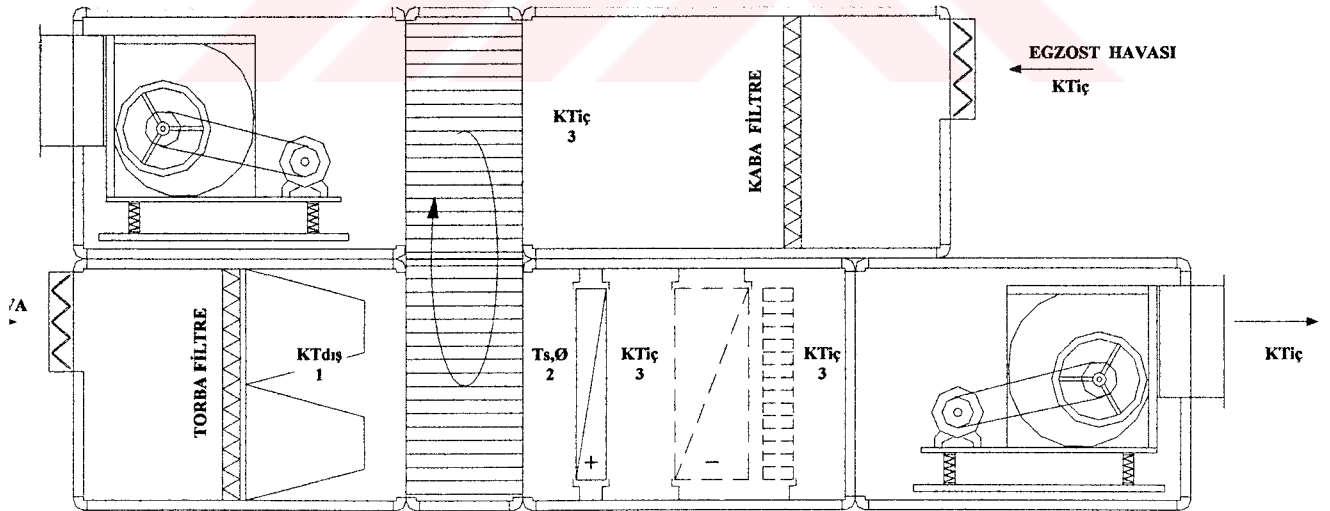
$$Q_b : \text{Isıtıcı} \quad Q_1 = Q_b$$



Şekil 10.6. Yaz sezonu, enerji geri kazanımsız sistemin şematik gösterimi.

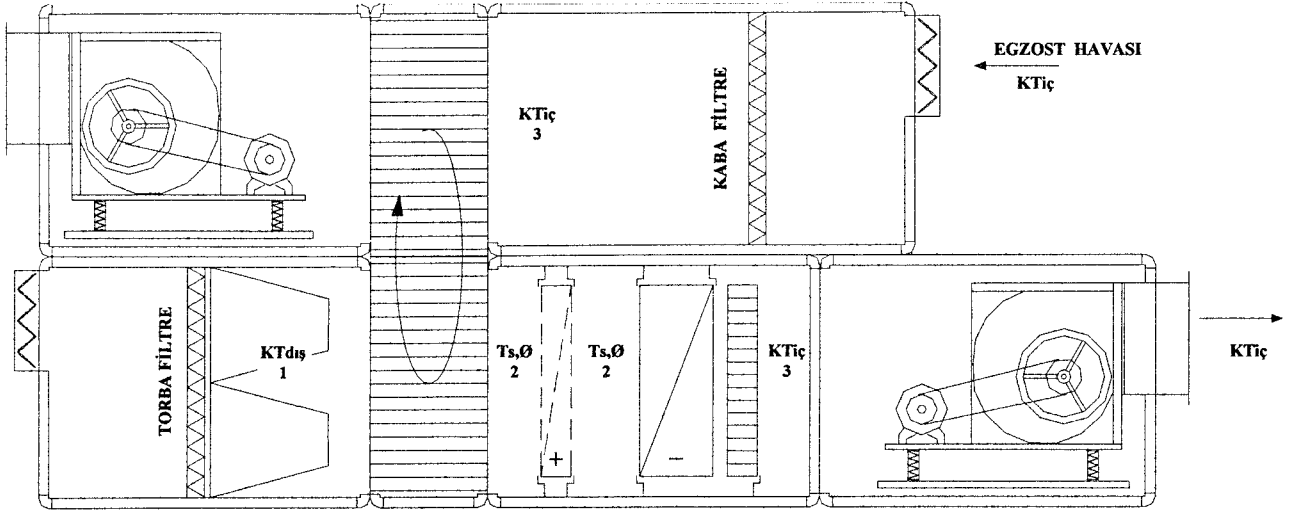
Yukarıdaki sistemde sadece soğutma bataryaları görülmektedir. Kesikli çizgilerle gösterilmiş olan ön ısıtma bataryası, son ısıtma bataryası ve nemlendirme grubu bu sistemde kullanılmamaktadır. Sistemin kullanıldığı aylar; Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül'dür.

10.2.2. Enerji Geri Kazanımlı Sistemlerin Şematik Resimleri



Şekil 10.7. Kış sezonu, enerji geri kazanımlı sistemin şematik gösterimi

Sistemin kullanılacağı aylar; Aralık, Ocak, Şubat, Mart, Nisan, Mayıs, Ekim ve Kasım'dır.



Şekil 10.8. Yaz sezonu, enerji geri kazanımlı sistemin şematik gösterimi

Sistemin kullanılacağı aylar; Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül'dür.

10.2.3. Sistem Enerji Geri Kazanımsız Olarak Düşünüldüğünde Toplam Batarya Gücü

$$Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{\delta 1} - KT_{dış}) + \rho_2 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$$

Q_1	:	Batarya gücü	[kW]
q	:	Klima santralindeki toplam hava miktarı	[11000 m ³ /h]
C_p	:	Havanın özgül ısısı	[1,00 kJ/kg ⁰ C]
ρ_1	:	Ön ısıtıcı batarya'da ortalama hava yoğunluğu (psikometrik diagramdan okunacaktır)	[kg/m ³]
$T_{\delta 1}$:	Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (psikometrik diagramdan okunacaktır)	[⁰ C]
$KT_{dış}$:	Ön ısıtıcı bataryaya giren havanın sıcaklığı	[⁰ C]
ρ_2	:	Ortalama hava yoğunluğu	[1,233 kg/m ³]
$KT_{iç}$:	Odada istenen sıcaklık	[⁰ C]
$KT_{nç}$:	Nemlendirici çıkışındaki havanın sıcaklığı	[⁰ C]

10.2.4.Kış Mevsimi için Enerji Geri Kazanım Hesabı

10.2.4.1. Isı Değiştiricisi Çıkış Şartlarının Hesabı

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

$$T_s = \Delta T + KT_{dış}$$

ΔT	:	Isı Değiştiricisinden sağlanan sıcaklık artışı	[°C]
$KT_{iç}$:	Odada istenen sıcaklık	[°C]
$KT_{dış}$:	Ön ısıtıcı bataryaya giren havanın sıcaklığı	[°C]
η	:	Isı değiştiricisi verimi	[%]
T_s	:	Isı değiştiricisi çıkışındaki hava sıcaklığı (psikometrik diagramdan okunacaktır.)	[°C]

10.2.4.2. Batarya Yüğü

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

Q_2	:	Isı değiştiricisi kullanıldığında batarya yüğü	[kW]
q	:	Klima santralindeki toplam hava miktarı	[1100 m ³ /h]
C_p	:	Havanın özgül ısısı	[1,00 kJ/kg ⁰ C]
ρ	:	Ortalama hava yoğunluğu	[1,233 kg/m ³]
$KT_{iç}$:	Odada istenen sıcaklık	[°C]
T_s	:	Isı değiştiricisi çıkışındaki hava sıcaklığı (Psikometrik diagramdan okunacaktır.)	[°C]

10.2.4.3. Enerji Tasarrufu

$$F = Q_1 - Q_2$$

F	:	Tasarruf edilen enerji	[kW]
Q_1	:	Isı değiştiricisi kullanılmadığında batarya yüğü	[kW]
Q_2	:	Isı değiştiricisi kullanıldığında batarya yüğü	[kW]

10.2.4.4. Yakıt Tasarrufu

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

Y_t	: Yakıt tasarrufu	[kg/AY]
T	: Isı değiştiricisinin yıllık çalışma suresi	[h/AY]
H_u	: Yakıt alt ısııl değeri	[kj/kg]
η_k	: Kazan Verimi	[%]

10.2.5. Yaz Mevsimi için Enerji Geri Kazanım Hesabı

10.2.5.1. 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	: Isı Değiştiricisi Verimi	[%]

10.2.5.2. 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	[1100 m ³ /h]
ρ	: Ortalama hava yoğunluğu	[1,233 kg/m ³]
Δh	: Entalpi tasarrufu	[kj/kg]

10.2.5.3. Elektrik Tasarrufu

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

T_e	: Elektrik tasarrufu	[kWh/AY]
T	: Isı değiştiricisinin aylık çalışma suresi	[h/AY]
COP	: Kompresörün işletme faktörü	[2,5-3]

10.2.6. Aylara Göre İki Ayrı Rotor Çapı için Isı Geri Kazanım Hesaplamaları

ARALIK

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1395 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	60,3 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	4,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısıl değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

Oda Sıcaklığı	[⁰ C]	KT _{iç}	21
Dış Hava Sıcaklığı	[⁰ C]	KT _{dış}	4,8
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	80
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[⁰ C]	ΔT	9,768
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[⁰ C]	T _s	14,568
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	61,6
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[⁰ C]	T _{ö1}	22,3
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,186
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	92,0938
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₂	23,5818
Enerji Tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	68,5120
Yakıt Tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	5648,04

OCAK

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1395 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	60,3 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	4,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

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	11,2761
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	13,5761
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	63,0
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T ₀₁	24,0
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,1812
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{01} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	106,9531
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[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

ŞUBAT

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1395 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	60,3 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	4,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	672 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değer (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

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	11,2761
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	13,5761
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	62,0
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T _{δ1}	24,6
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,1793
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{\delta 1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	108,9891
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[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

MART

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1395 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	60,3 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	4,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değer (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

Oda Sıcaklığı	[°C]	KT _{iç}	21
Dış Hava Sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	3,6
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	10,4922
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	14,0922
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	61,3
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T _{ö1}	23,7
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,1819
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	101,2213
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[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

NİSAN

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1395 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	60,3 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	4,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısıl değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

Oda Sıcaklığı	[°C]	KT _{iç}	21
Dış Hava Sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	11,5
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	5,7285
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	17,2285
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	58,6
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T _{ö1}	17,1
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,2038
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	49,2313
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₂	13,8288
Enerji Tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	35,4025
Yakıt Tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	2824,3938

MAYIS (ÖN ISITMASIZ)

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1395 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	60,3 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	4,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nc}]	:	13,4 ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

Oda Sıcaklığı	[⁰ C]	KT _{iç}	21
Dış Hava Sıcaklığı	[⁰ C]	KT _{dış}	16,0
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[⁰ C]	ΔT	3,0150
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[⁰ C]	T _s	19,0150
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	58,7
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[⁰ C]	T ₀₁	13,4
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,233
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{01} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nc})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	18,8375
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₂	7,2783
Enerji Tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	11,5591
Yakıt Tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	952,9234

EKİM (ÖN ISITMASIZ)

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1395 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	60,3 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	4,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değer (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

Oda Sıcaklığı	[°C]	KT _{iç}	21
Dış Hava Sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	14,8
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	3,7386
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	18,5386
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	58,5
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T ₀₁	13,4
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,233
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{01} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	23,3585
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₂	9,0251
Enerji Tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	14,3334
Yakıt Tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	1181,6251

KASIM

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1395 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	60,3 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	4,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

Oda Sıcaklığı	[°C]	KT _{iç}	21
Dış Hava Sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	11
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	80
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	6,0300
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	17,0300
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	60,0
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T ₀₁	16,6
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,2055
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{01} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	49,2604
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[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

HAZİRAN

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1395 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	60,3 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	4,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1,2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8

Oda Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{iç}	21
Oda Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{iç}	14,7
Oda Bağıl Nemi	[%]	Ø	50
Dış Hava Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{dış}	25
Dış Hava Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{dış}	21
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	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]	KT _s	22,588
$YT_s = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YT _s	17,201
Dış Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _d	60,583
Isı Değiştirici Çıkış Entalpisi	[kJ/kg]	h _s	48,273
İç Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _i	40,779
$\Delta h = (h_d - h_s) \cdot \eta$	[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; $T_e = Q_2 \cdot t / COP$	[kWh/AY]	T _e	6998,76
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (h_d - h_i) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	72,6146
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü	[kW]	F	45,3972

TEMMUZ

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1395 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	60,3 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	4,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1,2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8

Oda Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{iç}	23
Oda Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{iç}	16,3
Oda Bağıl Nemi	[%]	Ø	50
Dış Hava Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{dış}	29
Dış Hava Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{dış}	24,6
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	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]	h _d	74,4
Isı Değiştirici Çıkış Entalpisi	[kJ/kg]	h _s	55,893
İç Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _i	45,4
$\Delta h = (h_d - h_s) \cdot \eta$	[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; $T_e = Q_2 \cdot t / COP$	[kWh/AY]	T _e	10872,75
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (h_d - h_i) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	106,33
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü	[kW]	F	65,4143

AĞUSTOS

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1395 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	60,3 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	4,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1,2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8

Oda Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{iç}	23
Oda Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{iç}	16,3
Oda Bağıl Nemi	[%]	Ø	50
Dış Hava Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{dış}	29
Dış Hava Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{dış}	24,6
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	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]	h _d	74,4
Isı Değiştirici Çıkış Entalpisi	[kJ/kg]	h _s	55,893
İç Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _i	45,4
$\Delta h = (h_d - h_s) \cdot \eta$	[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; $T_e = Q_2 \cdot t / COP$	[kWh/AY]	T _e	10872,75
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (h_d - h_i) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	106,33
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü	[kW]	F	65,4143

EYLÜL

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1395 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	60,3 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	240 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	4,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1,2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8

Oda Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{iç}	21
Oda Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{iç}	14,7
Oda Bağıl Nemi	[%]	Ø	50
Dış Hava Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{dış}	26
Dış Hava Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{dış}	22,7
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	75
$\Delta KT = (KT_{dış} - KT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔKT	3,015
$\Delta YT = (YT_{dış} - YT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔYT	4,824
$KT_s = KT_{dış} - \Delta KT$	[°C]	KT _s	22,985
$YT_s = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YT _s	17,876
Dış Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _d	66,6
Isı Değiştirici Çıkış Entalpisi	[kJ/kg]	h _s	50,41
İç Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _i	40,779
$\Delta h = (h_d - h_s) \cdot \eta$	[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; $T_e = Q_2 \cdot t / COP$	[kWh/AY]	T _e	9204,71
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (h_d - h_i) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	94,6770
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü	[kW]	F	58,8809

ARALIK

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1700 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	63,7 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	3,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

Oda Sıcaklığı	[°C]	KT _{iç}	21
Dış Hava Sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	4,8
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	80
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	10,319
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	15,119
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	60,6
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T _{δ1}	22,3
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,186
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{\delta 1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	92,0938
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₂	21,5622
Enerji Tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	70,5316
Yakıt Tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	5814,54

OCAK

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1700 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	63,7 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	3,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nc}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

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
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	61,8
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T _{ö1}	24,0
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,1812
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nc})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	106,9531
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₂	24,8897
Enerji Tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	82,0634
Yakıt Tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	6765,21

ŞUBAT

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1700 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	63,7 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	3,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	672 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısıl değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

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
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	61,0
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T ₀₁	24,6
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,1793
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{01} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	108,9891
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₂	24,8897
Enerji Tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	84,0995
Yakıt Tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	6262,12

MART

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1700 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	63,7 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	3,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

Oda Sıcaklığı	[°C]	KT _{iç}	21
Dış Hava Sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	3,6
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	11,0838
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	14,6838
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	62,9
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T _{ö1}	23,7
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,1819
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	101,2213
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[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

NİSAN

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1700 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	63,7 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	3,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısıl değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

Oda Sıcaklığı	[°C]	KT _{iç}	21
Dış Hava Sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	11,5
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	6,0515
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	17,5515
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	57,9
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T ₀₁	17,1
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,2038
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{01} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	49,2313
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[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

MAYIS (ÖN ISITMASIZ)

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1700 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	63,7 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	3,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısıl değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

Oda Sıcaklığı	[°C]	KT _{iç}	21
Dış Hava Sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	16
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	3,185
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	19,185
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	57,9
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T _{ö1}	13,4
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,233
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{ö1} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	18,8375
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₂	6,6550
Enerji Tasarrufu; $F = Q_1 - Q_2$	[kW]	F	12,1825
Yakıt Tasarrufu; $Y_t = F \cdot t \cdot 3600 / (H_u \cdot \eta_k)$	[kg/AY]	Y _t	1004,31

EKİM (ÖN ISITMASIZ)

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1700 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	63,7 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	3,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nc}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısı değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

Oda Sıcaklığı	[°C]	KT _{iç}	21
Dış Hava Sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	14,8
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	75
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	3,9494
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	18,7494
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	57,8
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T ₀₁	13,4
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,233
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{01} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nc})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	23,3585
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[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

KASIM

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1700 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	63,7 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	3,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Havanın özgül ısısı	[C _p]	:	1,00 kJ/kg ⁰ C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	[KT _{nç}]	:	13,4 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	[Ø]	:	80 %
Yakıt alt ısıl değeri (PROPAN)	[H _u]	:	40612 kJ/kg
Kazan Verimi	[η]	:	80 %

Oda Sıcaklığı	[°C]	KT _{iç}	21
Dış Hava Sıcaklığı	[°C]	KT _{dış}	11
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	80
$\Delta T = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot \eta$	[°C]	ΔT	6,37
$T_s = \Delta T + KT_{dış}$	[°C]	T _s	17,37
Isı Değiştirici Çıkışındaki Bağıl Nem	[%]	Ø	59,1
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Hava Sıcaklığı	[°C]	T ₀₁	16,6
Ön Isıtıcı Batarya Çıkışındaki Ortalama Hava Yoğunluğu	[kg/m ³]	ρ ₁	1,2055
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot C_p \cdot [\rho_1 \cdot (T_{01} - KT_{dış}) + 1,233 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	49,2604
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü; $Q_2 = q \cdot C_p \cdot 1,2 \cdot (KT_{iç} - T_s) \cdot (1/3600)$	[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

HAZİRAN

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1700 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	63,7 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	3,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1,2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8

Oda Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{iç}	21
Oda Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{iç}	14,7
Oda Bağıl Nemi	[%]	Ø	50
Dış Hava Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{dış}	25
Dış Hava Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{dış}	21
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	70
$\Delta KT = (KT_{dış} - KT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔKT	2,5480
$\Delta YT = (YT_{dış} - YT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔYT	4,0131
$KT_s = KT_{dış} - \Delta KT$	[°C]	KT _s	22,452
$YT_s = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YT _s	16,9869
Dış Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _d	60,583
Isı Değiştirici Çıkış Entalpisi	[kJ/kg]	h _s	47,7080
İç Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _i	40,779
$\Delta h = (h_d - h_s) \cdot \eta$	[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; $T_e = Q_2 \cdot t / COP$	[kWh/AY]	T _e	7732,72
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (h_d - h_i) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	72,6146
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü	[kW]	F	42,5429

TEMMUZ

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1700 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	63,7 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []	:	:	3,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1,2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8

Oda Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{iç}	23
Oda Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{iç}	16,3
Oda Bağıl Nemi	[%]	Ø	50
Dış Hava Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{dış}	29
Dış Hava Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{dış}	24,6
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	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	25,178
$YT_s = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YT _s	19,3129
Dış Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _d	74,4
Isı Değiştirici Çıkış Entalpisi	[kJ/kg]	h _s	55,01
İç Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _i	45,4
$\Delta h = (h_d - h_s) \cdot \eta$	[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; $T_e = Q_2 \cdot t / COP$	[kWh/AY]	T _e	12033,82
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (h_d - h_i) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	106,33
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü	[kW]	F	61,0447

AĞUSTOS

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1700 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	63,7 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	3,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	744 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1,2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8

Oda Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{iç}	23
Oda Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{iç}	16,3
Oda Bağıl Nemi	[%]	Ø	50
Dış Hava Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{dış}	29
Dış Hava Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{dış}	24,6
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	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]	h _d	74,4
Isı Değiştirici Çıkış Entalpisi	[kJ/kg]	h _s	55,01
İç Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _i	45,4
$\Delta h = (h_d - h_s) \cdot \eta$	[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; $T_e = Q_2 \cdot t / COP$	[kWh/AY]	T _e	12033,82
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (h_d - h_i) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	106,33
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü	[kW]	F	610447

EYLÜL

Debi	[q]	:	11000 m ³ /h
Isı Değiştirici rotor çapı	[]	:	1700 mm
Isı Değiştirici verimi	[η]	:	63,7 %
Isı Değiştirici basınç kaybı	[ΔP]	:	186 Pa
Isı Değiştirici yüzeyindeki hava hızı []		:	3,5 m/s
Isı Değiştiricinin aylık çalışma süresi	[t]	:	720 saat/AY
Ortalama hava yoğunluğu	[ρ]	:	1,2 kg/m ³
Kompresör işletme faktörü	[COP]	:	2,8

Oda Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{iç}	21
Oda Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{iç}	14,7
Oda Bağıl Nemi	[%]	Ø	50
Dış Hava Sıcaklığı (Kuru Termometre)	[°C]	KT _{dış}	26
Dış Hava Sıcaklığı (Yaş Termometre)	[°C]	YT _{dış}	22,7
Dış Hava Bağıl Nemi	[%]	Ø	75
$\Delta KT = (KT_{dış} - KT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔKT	3,185
$\Delta YT = (YT_{dış} - YT_{iç}) \cdot \eta$	[°C]	ΔYT	5,0958
$KT_s = KT_{dış} - \Delta KT$	[°C]	KT _s	22,800
$YT_s = YT_{dış} - \Delta YT$	[°C]	YT _s	17,618
Dış Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _d	66,6
Isı Değiştirici Çıkış Entalpisi	[kJ/kg]	h _s	49,613
İç Hava Entalpisi	[kJ/kg]	h _i	40,779
$\Delta h = (h_d - h_s) \cdot \eta$	[kJ/kg]	Δh	10,805
Enerji Tasarrufu; $Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₂	39,618
Elektrik Tasarrufu; $T_e = Q_2 \cdot t / COP$	[kWh/AY]	T _e	10187,65
Enerji Geri Kazanımsız Batarya Yüğü; $Q_1 = q \cdot \rho \cdot (h_d - h_i) \cdot (1/3600)$	[kW]	Q ₁	94,6770
Enerji Geri Kazanımlı Batarya Yüğü	[kW]	F	54,947

11. ENERJİ GERİ KAZANIMININ MALİYET AÇISINDAN İNCELENMESİ

11.1. Yakıttan olan tasarrufun hesaplanması

Bu hesaplama; ısıtıcı bataryaların ve dolayısıyla buhar kazanının kullanıldığı kış ayları için yapılmıştır.

$$P_{yt} = Y_t \cdot E_p$$

Y_t	:	Yakıt tasarrufu	[kg/AY]	(Bölüm 10.2.4.4.)
P_{yt}	:	Paraca yakıt tasarrufu	[TL/AY]	
E_y	:	Birim yakıt fiyatı	[TL/kg]	

11.2. Elektrikten olan tasarrufun hesaplanması

Bu hesaplama; soğutucu bataryaların ve dolayısıyla kompresörün kullanıldığı yaz ayları için yapılmıştır.

$$P_{et} = T_e \cdot E_e$$

T_e	:	Elektrik tasarrufu	[kWh/AY]	(Bölüm 10.2.5.3.)
P_{et}	:	Paraca elektrik tasarruf	[TL/AY]	
E_e	:	Elektrik birim fiyatı	[TL/kWh]	

11.3. Batarya maliyetlerinden olan tasarrufun hesaplanması

Bu hesaplama; soğutucu ve ısıtıcı bataryaların kullanıldığı tüm yıl bazında yapılmıştır. Bu hesaplama yapılırken; batarya yükü formüllerle değil, batarya üreticisi bir firmaya ait olan yazılımla hesaplanmıştır. Bu yazılımın verilerinden olan ısı transferi alanı, batarya geometrisi ve kanatçıklı boruların lamel hatvesi birim fiyatı belirleyen unsurlardır. Bu uygulamada lamel hatve 2,5 mm ve batarya geometrisi düzeni 32x28 ½" alınmıştır ve buna göre sabit bir fiyat kullanılmıştır.

$$P_{bt} = FP \cdot \Delta A$$

A_1	:	Enerji geri kazanımlı sisteminin bataryasının ısı transfer alanı	[m ²]
A_2	:	Enerji geri kazanımsız sisteminin bataryasının ısı transfer alanı	[m ²]

$$\Delta A = A_2 - A_1$$

FP	:	Lamel hatvesine bağlı olarak birim alan fiyatı	[TL/m ²]
P_{bt}	:	Batarya maliyetinden olan tasarruf	

11.4.Rotor Çapı 1700 mm olan ısı tekeri için örnek uygulama

Bu uygulama yapılırken kullanılan sabit değerler şunlardır:

$$E_y = 1.422.000 \text{ TL/kg} \quad (\text{Propan'ın birim fiyatı}) \quad (20.03.2003)$$

$$E_e = 128.050 \text{ TL/kWh} \quad (\text{Elektrik birim fiyatı}) \quad (16.03.2003)$$

$$FP = 12.250.000 \text{ TL/m}^2 \quad (2,5 \text{ mm lamel hatvesi birim fiyatı})$$

AYLAR	P_{yt} (TL/AY)	P_{et} (TL/AY)	P_{bt} (TL)
ARALIK	8.268.275.880	-	369.439.175
OCAK	9.620.128.620	-	392.949.844
ŞUBAT	8.904.734.640	-	402.718.521
MART	9.151.041.677	-	373.795.574
NİSAN	4.150.647.360	-	175.213.682
MAYIS	1.428.128.820	-	58.324.751
HAZİRAN	-	990.174.796	143.992.223
TEMMUZ	-	1540.930.651	216.874.219
AĞUSTOS	-	1.540.930.651	216.874.219
EYLÜL	-	1.304.528.583	190.058.241
EKİM	1.770.873.480	-	72.355.254
KASIM	4.078.452.420	-	173.585.569

11.5.Rotor apı 1395 mm olan ısı tekeri için örnek uygulama

Bu uygulama yapılırken kullanılan sabit değerler Şunlardır:

$$E_y = 1.422.000 \text{ TL/kg} \quad (\text{Propan'ın birim fiyatı}) \quad (20.03.2003)$$

$$E_e = 128.050 \text{ TL/kWh} \quad (\text{Elektrik birim fiyatı}) \quad (16.03.2003)$$

$$FP = 12.250.000 \text{ TL/m}^2 \quad (2,5 \text{ mm lamel hatvesi birim fiyatı})$$

AYLAR	P_{yt} (TL/AY)	P_{et} (TL/AY)	P_{bt} (TL)
ARALIK	8.031.512.880	-	328.064.755
OCAK	9.346.834.440	-	381.792.482
ŞUBAT	8.657.889.660	-	391.561.159
MART	8.896.757.220	-	363.404.383
NİSAN	4.016.287.984	-	169.515.287
MAYIS	1.355.057.075	-	55.451.611
HAZİRAN	-	896.191.218	130.296.920
TEMMUZ	-	1.392.255.638	195.948.179
AğUSTOS	-	1.392.255.638	195.948.179
EYLÜL	-	1.178.663.116	171.430.714
EKİM	1.680.270.892	-	68.620.171
KASIM	3.937.020.300	-	166.163.290

12.SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bütün ısı geri kazanım sistemlerinin esas konusu, bir binanın veya prosesin enerji ve maliyet masraflarını, enerji giriş ve çıkışları arasında transfer ederek mümkün olduğunca düşürmektir. Bunun yanında sistem ekipmanlarının büyüklük ve maliyet masraflarının da düşürülmesi aynı kapsamdaki bir başka hedeftir.

Günümüzde enerjinin her anlamda bu denli kıymetli olduğunu kabul edersek, harcama aşamasında da bir o kadar dikkatli davranmamız gerektiği gerçeği ortaya çıkar. Kazanılması harcanmasına oranla gayet zor olan ve gün geçtikçe tükenen ısı enerji kaynaklarına bir alternatif bir yardımcı olarak düşünebileceğimiz ısı geri kazanım sistemleri, ne yazıkki ilk yatırım maliyetleri dolayısıyla pek tercih edilen sistemler değildir.

Aslında bu sistemlerin kullanılmasıyla çevre korumasına, ülke ekonomisine ve arıtma tesislerine sağlanacak fayda gözden kaçan bir özelliktir.Bu sistemler gerekirse bir tercih olma aşamasından çıkartılıp yasalarla desteklenen bir şartname haline getirilmelidir.

Endüstriyel ısı geri kazanımı açısından incelenen ve uygulamaları 9. ve 10. Bölümlerde gösterilen sistemlerde, özellikle dikkat edilen husus; ekonomik parametrelerden kaçınılıp daha çok mühendislik hesaplamalarını ilgilendiren teknik değişkenler üzerinde yoğunlaşılmasıdır. Maliyet hesaplamalarına özellikle girilmemesinin sebebi, bu alanın kalıcı bir sonuç veremeyecek kadar değişken yapıda olmasıdır. Bu hesaplamalar öncesinde yapılması gereken tüm hesaplamalar yapılmıştır.Bu teknik hesaplamalar değişmez yapıda olan fiziksel ve termodinamiksel değerlere göre yapılmıştır. Önceki bölümlerde de rahatça görüleceği üzere, bu hesaplama sistemlerinin her adımı her farklı döneme göre rahatça uyarlanabilir ve akabinde uygulanabilir.

Isı geri kazanımı uygulaması yapan ve yapmayan klima santrali sistemleri önceki bölümlerde teknik hesaplamalarla karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak; Çizelge 12.1'de ve Çizelge 12.2'de de rahatça görüleceği gibi bu sistemlerin uygulanması ve uygulanmaması arasında kapasite yönünden çok büyük farklar bulunmaktadır.

Kapasitelerin arasındaki bu farklılık üç ayrı alanda incelenebilir.

- 1.Enerji girdilerindeki azalma,
2. Ekonomiklik,
3. Çevreye verilebilecek zararın minimuma indirilmesi

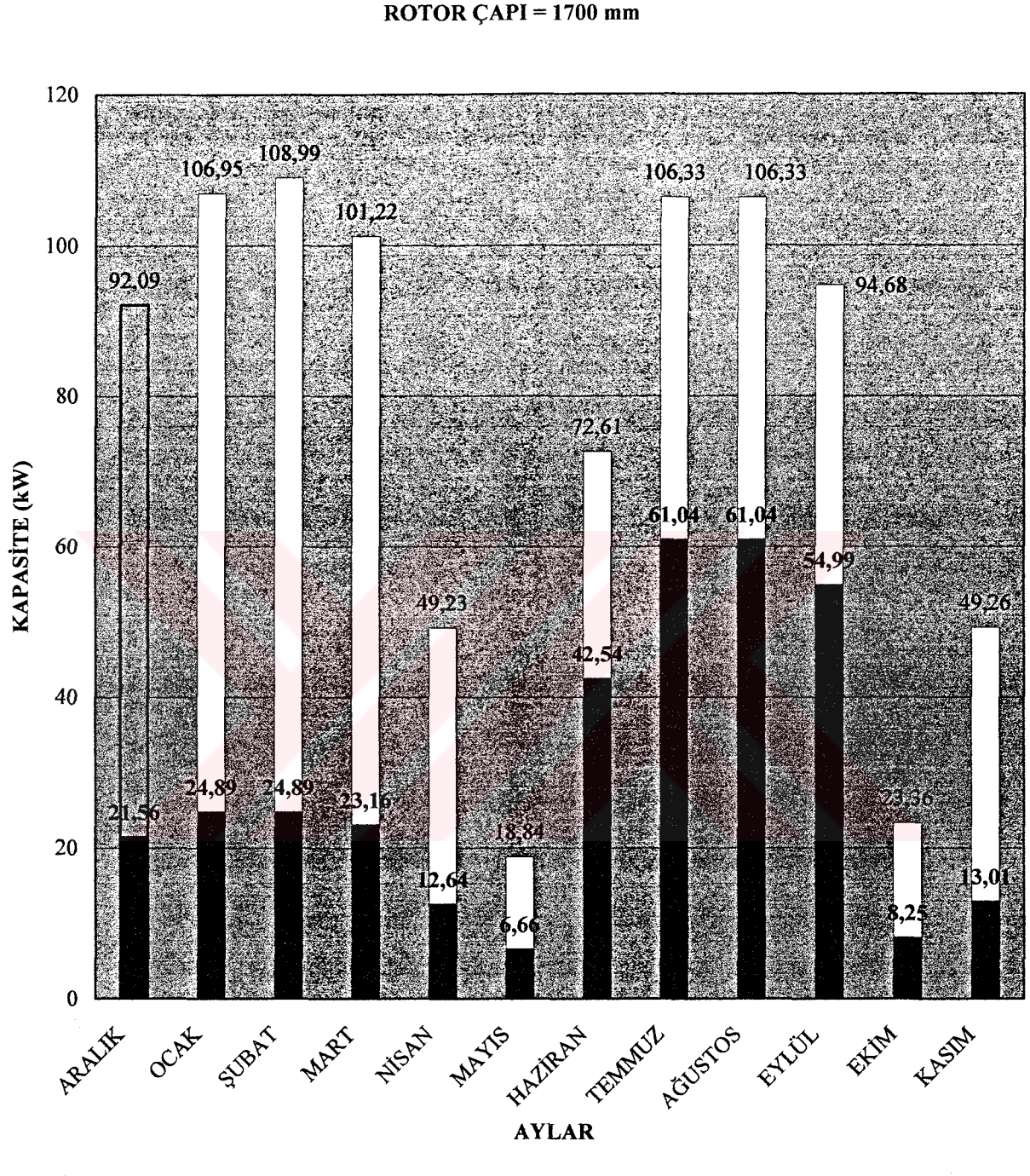
Klima santrali kış şartlarında çalışarak ısıtma yaparken, bu sistemlerde ısıtıcı akışkan ve ısıtıcı bataryalar kullanılmaktadır. Isı geri kazanımı uygulanması sayesinde ısıtıcı akışkan debisi düşürülmekte ve bu da mevcut ısı transferi miktarını azaltmaktadır. Maliyetinin haricinde her anlamda günden güne kıymetlenen enerjiyi minimum oranda kullanabilme yeteneği bu anlamda gayet önemlidir. Klima santrali yaz şartlarında soğutma yaparken, bu sistemlerde soğutucu akışkan, soğutma bataryaları ve soğutma grupları kullanılmaktadır. Isı geri kazanımı uygulanması sayesinde soğutucu akışkan debisi düşürülmekte ve bu da soğutma gruplarının kapasitelerini düşürmektedir. Soğutma gruplarının kapasitelerindeki bu düşüş, sistem için harcanması muhtemel ısı enerjisinin azalmasının yanında elektrik enerjisinde de yadsınamayacak bir oranda düşüş meydana getirmektedir.

Klima santrallerindeki ısıtma ve soğutma kapasitelerindeki azalma maliyet anlamında da ciddi bir redüksiyon meydana getirmektedir. Isıtmada yakıtta, soğutmada ise elektrik maliyetlerinde oluşan bu azalma mali yönden önemlidir. Ayrıca her iki proses için de küçülen batarya boyutları ve kanatlı boru kullanılan bataryaların sıra sayıları batarya maliyetini doğrudan belirleyen ısı transferi alanını azaltmakta ve bu da önemli bir ekonomi oluşturmaktadır.

Isı geri kazanımı uygulamasının kullanılmadığı normal işletme şartlarında dışarıya atılacak olan egzost havasının kullanılmasıyla, çevre şartlarında olumsuz anlamda oluşabilecek olan farklı sıcaklık değerlerinden kaçınılmaktadır. Bu bağlamda, klima santrali uygulamasından da önemli olan uygulama buhar kazanlarının bacalarında kullanılan ekonomayzer sistemleridir. Zira bu sistemler, belirli sıcaklık değerlerinin üzerinde reaksiyona giren gazları aktif hale getirmeyerek önemli bir çevre sorunu engellemektedir.

Isı geri kazanım uygulamalarında gözden kaçırılmaması gereken en önemli etken sistemin son derece dikkatli bir şekilde tahlil edilmesidir. Isı geri kazanımı uygulamasının ekonomik ve teknik yararları son derece doğru verilerle ve doğru hesaplamalarla tespit edilip sonrasında uygulamaya geçirilmelidir. Aksi halde normal çalışma şartlarında optimum enerji harcayan bir sistem, her anlamda zarar eden bir sistme haline getirilebilir.

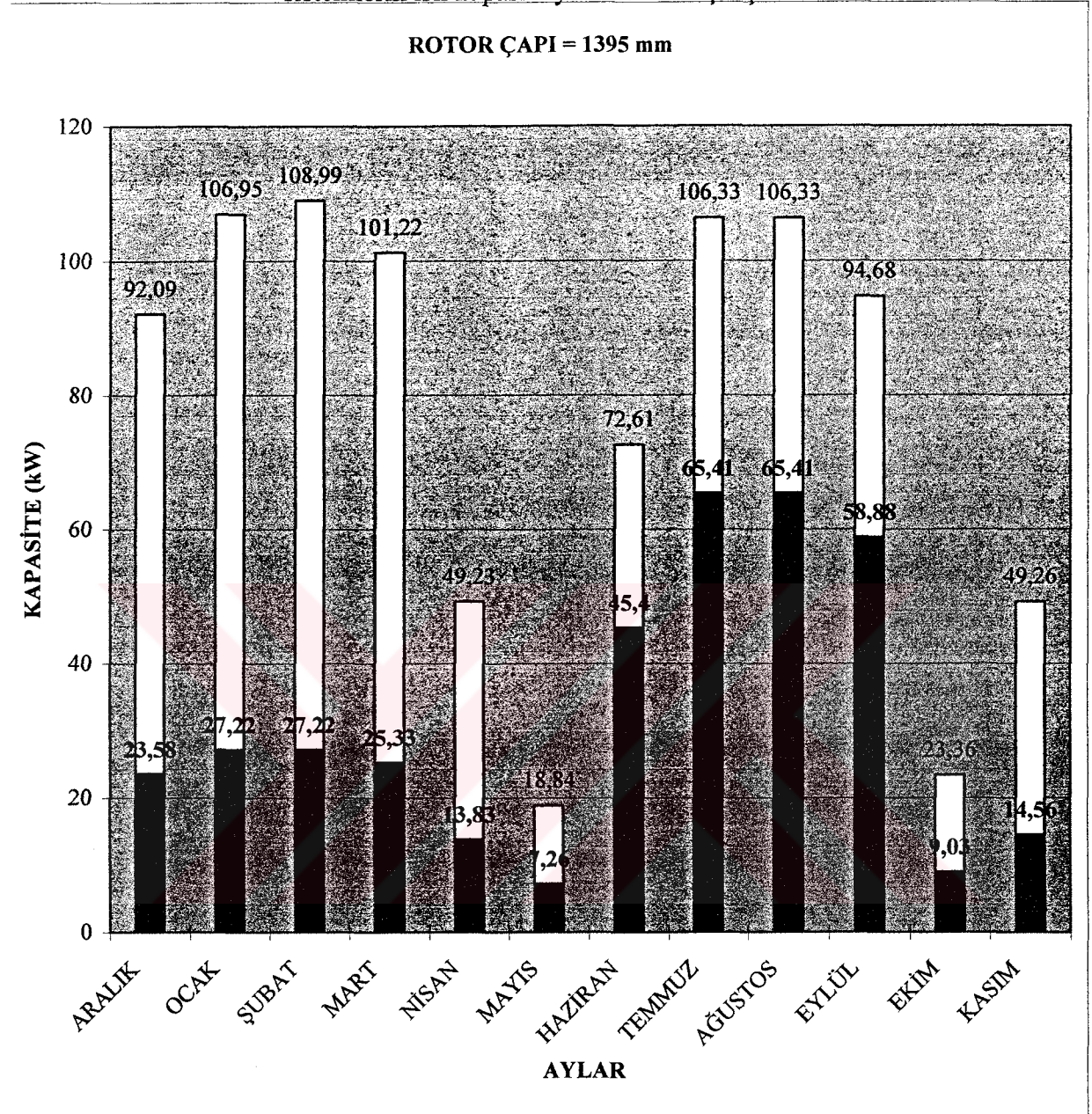
Çizelge 12.1. 1700 mm çaplı ısı tekeri için ısı geri kazanımı uygulanan ve uygulanmayan sistemlerin ısı kapasite yönünden karşılaştırılması.



ENERJİ GERİ KAZANIMLI BATARYA YÜKÜ

ENERJİ GERİ KAZANIMSIZ BATARYA YÜKÜ

Çizelge 12.2. 1395 mm çaplı ısı tekeri için ısı geri kazanımı uygulanan ve uygulanmayan sistemlerin ısı kapasite yönünden karşılaştırılması.



ENERJİ GERİ KAZANIMLI BATARYA YÜKÜ



ENERJİ GERİ KAZANIMSIZ BATARYA YÜKÜ

KAYNAKLAR

Akbıyık E. (1999), Yüksek Lisans Tezi – “Tekstil Endüstrisinde Atık Sularla Kayıp Olan Enerjinin Isı Pompaları Yardımıyla Geri Kazanımı”

ASHRAE Handbook Equipment Volume (1998), Air to Air Energy Recovery Equipment, Chapter 35

Boles M. A. ve Çengel Y.A. (1996) “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik” McGraw Hill

Dağsöz A.K. (1991), “Sanayide enerji Tasarrufu” Alp Teknik Kitaplar, İstanbul

Doğan V. (1999) Teskon Program Bildirisi – “ Isı Geri Kazanım ve Sudan Suya Isı Pompası Uygulaması “ 414-427

Ermış K., İslamoğlu Y. ve Yılmaz M. (1997) Teskon Program Bildirisi “Buhar Kazanlarında Blöf İşleminde Isı Geri Kazanımı” 165-178

Eyice S., (1981) “Isı Ekonomisi” Çağlayan Kitabevi

Flumen Tekstil Şirket İçi Araştırma Geliştirme Çalışmaları (Cilt 1) (1995)

Genceli O., (1999) “Isı Değiştiricileri” Birsen Yayınevi

Güngör A., (1993), Tesisat Mühendisliği – Aralık “Enerji Geri Kazanım Sistemleri” 7-18

Güngör A., (1993), Tesisat Mühendisliği – Aralık “Bazı Isı Değiştiricili Geri Kazanım Sistemleri” 21-29

Güngör A., (1995), Teskon Program Bildirisi “ İklimlendirmede Enerji Geri Kazanımında Isı Borulu Isı Değiştiriciler” 639-655

Holman J.P., (1997) “Heat Transfer” McGraw Hill

İmaret A., (1997) Termodinamik – Mayıs “HVAC Sistemlerinde Isı Geri Kazanımı ile Enerji Tasarrufu” 63-72

Köktürk U. (1999), “Isıtma Tekniği” Cilt 1,

Oğluata R.T. ve Küçük A. (1997) , Mühendis ve Makine “ Levhalı ve Döner Tip Isı Değiştiricilerin Karşılaştırılması” 450-470

Recupair Handbook for Plate Type Heat Exchangers (1998) Chapter 2

Ünlü C.(1997) Teskon Program Bildirisi “Flaş Buhar ile Isı Geri Kazanımı” 176-186

Yılmaz T. (1997), Teskon Program Bildirisi – “Isı Geri Kazanım Sistemleri” 109-119

Köktürk U., (1999), “Isıtma Tekniği” Cilt 1 ,

Oğluata R.T. ve Küçük A., (1997), Mühendis ve Makine, “Levhalı ve Döner Tip Isı Değiştirgeçlerinin Karşılaştırılması”, 450:470

Ünlü C., (1997) Teskon Program Bildirisi “ Endüstride Flaş Buhar ile Isı Geri Kazanımı”
179-186

Yayım S.T., (1999), Lisans Bitirme Tezi – Temmuz “Endüstriyel Isı Pompalarının İncelenmesi”

Yılmaz T., (1997), Teskon Program Bildirisi –“Isı Geri Kazanım Sistemleri” 109-119



ÖZGEÇMİŞ

- Doğum Tarihi : 11.05.1977
- Doğum Yeri : İstanbul
- Lise : (1992 - 1994) Özel Uğur Koleji
(1994 - 1995) Ataköy Hasan Polatkan Lisesi
- Lisans : (1995 - 1999) Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü
- Yüksek Lisans : (1999 -) Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enst.
Mak. Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Bilim Dalı



EKLER

EK – 1

Çerkezköy’de bulunan bir boyahanedeki ısı geri kazanım sisteminin tesisat resmi

