

**EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
(YÜKSEK LİSANS TEZİ)**

RAMÖZ ATIK HAVASINDAN ISI GERİ KAZANIMI

**Muzaffer Ahmet KARAASLAN
Tekstil Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Bilim Dalı Kodu: 621.01.04**

**Sunuş Tarihi: 25.05.2006
Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Esen ÖZDOĞAN**

Bornova – İZMİR

ÖZET

RAMÖZ ATIK HAVASINDAN ISI GERİ KAZANIMI

Tekstil terbiyesinde kullanılan ramözlerin (gergefli kurutucular) bacalarından atılan atık havada işe dönüştürülemeyen fazla miktarda atık enerji bulunmaktadır. Bu atık enerjinin bir ısı geri kazanım sistemi kullanılmadan atılması işletmeler için büyük bir kayıptır. Bu çalışma tarafından tasarlanan ve hava-su teması esasına göre çalışan laboratuvar tipi bir yıkama kulesi konstrükte edilerek ramöz atık havasıyla işletme suyunun ne kadar ısıtılabilceğı araştırılmıştır. Yıkama kulesinin özelliklerinin, kullanılan su debisinin, su sıcaklığının ve atık havadaki nem miktarının geri kazanılan enerji miktarına etkisi incelenmiştir.

Anahtar kelimeler: Ramöz, Gergefli kurutucu, Atık hava, Geri kazanım, Yıkama kulesi, Isı değıştirici, Enerji tasarrufu

ABSTRACT**ENERGY CONSERVATION THROUGH
HEAT RECOVERY FROM EXHAUST AIR OF STENTERS**

Stenters are the dryers which are commonly used in textile finishing mills. The exhaust air released from stenters' stacks has of great potential of energy conservation via heat recovery. The aim of this research was to recover waste heat from exhaust air of stenters and reuse it for heating fresh water of dyeing machines. For this purpose, a prototype packed (with rashig rings) bed tower was designed to heat up water via heat/mass transfer from hot moist air which had same properties like the exhaust air of a stenter. The effects of water flow rate, feed water temperature and moisture content of air on heat/mass transfer capability of this prototype was investigated

Keywords: Stenter, Heat Recovery, Packed bed tower, heat exchanger, Energy conservation

TEŞEKKÜR

Tez konusunun seçimi, denemelerin yönlendirilmesi, tezin düzenlenmesi ve sonuçların değerlendirilmesi sırasında yol gösteren, destek olan değerli hocam Sayın Prof. Dr. Işık TARAKÇIOĞLU'na ve Yrd. Doç. Dr. Esen ÖZDOĞAN'a, bu konuda araştırma yapmamızı destekleyen TÜBİTAK Tekstil Araştırma Merkezine, ölçüm cihazlarının temininde yardımcı olan Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü ve EBİLTEM'e, prototip yıkama kulesinin çalıştırılması ve bakımında yardımcı olan Teknisyen İbrahim Uysal ve Makine Müh. Hüsamettin Atılğan'a, Elektrik Elektronik Müh. Ömer Kodaz'a, tezin hazırlanması süresince yardımlarını esirgemeyen Arş. Gör. İsmail Tiyek'e, Tekstil Mühendisi Mustafa Bahar'a, tez çalışmam süresince her yönden destek ve dostluklarını esirgemeyen tüm Ege Üniversitesi Tekstil Mühendisliği ve TÜBİTAK Tekstil Araştırma Merkezi çalışanlarına teşekkürü bir borç bilirim.

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1 Seçilmiş Tekstil Firmaları Maliyet Analizi-Kasım 2005	10
Şekil 2.2 Tekstil Terbiye Sektörü Maliyet Analizi-Kasım 2005	10
Şekil 2.3. Ramöz makinesinin genel görünümü	14
Şekil 2.4 Kumaş yüzeyinden kurutma gazına kütle ve ısı transferi-1.adım	16
Şekil 2.5 Kumaş yüzeyinden kurutma gazına kütle ve ısı transferi-2.adım	18
Şekil 2.6 Ramöz çalışma prensibi (12)	21
Şekil 2.7 Optimal kumaş geçiş hızının kurutma gazındaki nem miktarına bağlı olarak değişimi (Tarakçıoğlu, 1984)	23
Şekil 2.8 Enerji tasarrufu önlemleri alınmamış ramöz ile enerji tasarruf önlemi alınan ramözün kıyaslanması (Tarakçıoğlu, 1984)	24
Şekil 2.9 Atık hava nem ölçüm cihazı (Pleva)	25
Şekil 2.10 Atık hava nem ölçüm cihazının buharlaşmanın en yüksek olduğu kamaraya monte edilmesi	27
Şekil 2.11 Atık hava nem ölçüm cihazının atık hava bacasına monte edilmesi	27
Şekil 2.12 Isı değiştiricilerin sınıflandırılması (Genceli, 1999)	30
Şekil 2.13 Doğal ve zorlanmış soğutma kuleleri (Özışık, 1977)	32
Şekil 2.14 Sprey ve tepsili tipi yoğunlaştırıcı prensip şemaları (Butterworth, 1977)	33
Şekil 2.15 Ruths tipi buhar akümülatörü prensibi (Genceli, 1995)	34
Şekil 2.16 Akışkan yataklı ısı değiştirici (Kunii, 1969)	37
Şekil 2.17 Isı değiştirici geometrik boyutları ile kompaktlık arasındaki ilişki (Kays 1964).	39
Şekil 2.18 Hidrojen ile dengelenen, amonyak-su eriyikli absorpsiyonlu soğutma makinesi basit şeması (Dossat, 1978)	41
Şekil 2.19 Hava soğutmalı ısı değiştirici.	42
Şekil 2.20 Termik santral yoğunlaştırıcısı kesiti	42
Şekil 2.21 Zorlanmış akışlı buharlaştırıcılar	43
Şekil 2.22 Su püskürtmeli (buharlaşmalı) yoğunlaştırıcı (Dossat, 1978). ..	44
Şekil 2.23 Su püskürtmeli (buharlaşmalı) buharlaştırıcı (Dossat, 1978). ..	45
Şekil 2.24 Sıvı veya gaz fosil yakacak yakan düşey tip ısıtıcı şemaları. ..	46
Şekil 2.25 Rekuperatif ve rejeneratif sistemler	47
Şekil 2.26 Çift borulu ısı değiştirici (Kakaç et.al., 1999)	48
Şekil 2.27 İndirekt temas tipi ısı değiştiriciler	49

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

Şekil 2.28 Gövde-borulu ısı değiştirici (Kakaç et.al., 1999).....	50
Şekil 2.29 Gövde-borulu ısı değiştirici enine kesiti	50
Şekil 2.30 Spiral Borulu Isı değiştiricisi	51
Şekil 2.31 Contalı-plakalı ısı değiştiricinin akış diyagramı (Kakaç et.al., 1999).....	53
Şekil 2.32 Contalı-plakalı ısı değiştirici (Alfa Laval, 1980)	54
Şekil 2.33 Spiral Plakalı ısı değiştirici (Alfa Laval, 1980)	56
Şekil 2.34 Lamelli ısı değiştirici (IPPC, 2002)	57
Şekil 2.35 Plakalı-kanatlı ısı değiştirici.....	59
Şekil 2.36 Plakalı-kanatlı ısı değiştiricilerin farklı dizaynlarına ait örnekler (Butterworth, 1991).....	60
Şekil 2.37 Borulu-kanatlı ısı değiştiriciler (Alfa Laval, 1980).....	61
Şekil 2.38 Sabit dolgu maddeli rejeneratörde akımın şematik gösterilişi	63
Şekil 2.39 Sabit dolgu maddeli ikiz bir rejeneratör (VDI-Heat Atlas, 1993).....	64
Şekil 2.40 Cowper tipi sabit dolgu maddeli bir rejeneratörün boyuna ve enine kesitleri (VDI-Heat Atlas, 1993)	65
Şekil 2.41 Çeşitli sabit dolgu maddeleri geometrileri (VDI-Heat Atlas, 1993).....	66
Şekil 2.42 Döner dolgu maddeli rejeneratörler (Kays, 1964)	67
Şekil 2.43 Ljungstrom tipi rejeneratif hava ısıtıcısı (Genceli, 1999)	67
Şekil 2.44 İklimlendirme tesisatlarında kullanılan ısı tekerleği	69
Şekil 2.45 Isıtıcı plakaları sabit, gaz giriş, çıkış kanalları döner olan rejeneratif hava ısıtıcısı (Genceli, 1999)	70
Şekil 2.46 Paket yataklı rejeneratör (Babcock and Wilcox Co.).....	71
Şekil 2.47 Gaz sıvı teması sağlayan çeşitli yıkama kulesi sistemleri.....	72
Şekil 2.48 Çeşitli dolgu maddesi geometrileri	76
Şekil 2.49 Dolgu malzemeli kule(kolon)	79
Şekil 2.50 Gaz-püskürtme Tipi Dolgu Desteği	80
Şekil 2.51 Sıvı dağıtıcıları	81
Şekil 2.52 Sıvı geri dağıtıcıları.....	81
Şekil 2.53 Isı değiştiricilerde temel akış düzenlemesi (Kakaç et.al., 1998)	83
Şekil 2.54 Atık havadaki neme bağlı olarak özgül enerji tüketiminin değişimi (Tarakçıoğlu, 1984)	90
Şekil 2.55 Brückner hava-hava ısı geri kazanım sistemi (Brückner, 2003)	98

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

Şekil 2.56 Koenig hava-hava ısı geri kazanım sistemi (Monfort, 2003).	99
Şekil 2.57 Monforts-Prött yöntemine göre atık hava yıkayıcı.....	101
Şekil 2.58 Koenig hava-su ısı geri kazanım sistemi (Koenig, 2004)	102
Şekil 2.59 Hava-su ısı geri kazanımı esasına göre çalışan ATIRA WHR dolgulu yataklı yıkama kule sistemi	104
Şekil 2.60 Brückner kombine ısı geri kazanım sistemi (hava-hava + hava- su) (Brückner, 2003).....	107
Şekil 2.61 Kombine bir ısı geri kazanım sistemi	108
Şekil 2.62 Elyaf ve toz ile tıkanmış bir plakalı ısı değiştirici (Monforts, 2004).....	109
Şekil 3.1 Prototip yıkama kulesinin görünümünü	110
Şekil 3.2 Prototip Yıkama Kulesi	111
Şekil 3.3 Ön denemelerde kullanılan dolgu malzemeleri.....	112
Şekil 3.4 Kule içerisinde kullanılan Raschig halkaları	112
Şekil 3.5 Sıcak nemli hava oluşturma kabini (Rezistans Kutusu).....	113
Şekil 3.6 Su girişinde kullanılan düze	114
Şekil 3.7 TESTO 0635 2161 nem ölçüm cihazı ve probu	115
Şekil 3.8 Hava neminin hesaplanmasında kullanılan PsychroCalc programı.....	115
Şekil 3.9 TESTO 0635-9540 model Hava debi ölçeri ve probu.....	116
Şekil 4.1. Kule içerisindeki dolgu maddesi (Raschig halkası) miktarının etkisi.....	123
Şekil 4.2 Kule içerisindeki su seviyesiyle raschig halkası miktarının çıkış suyu sıcaklığına etkisi.....	125
Şekil 4.3 Su debisinin ve giriş sıcaklığının çıkış suyu sıcaklığına etkisi	127
Şekil 4.4 Su giriş sıcaklığı ve debisinin sıcaklık farkına etkisi	128
Şekil 4.5 Yıkama kulesini terk eden hava sıcaklıkları ile su giriş sıcaklıkları arasındaki ilişki	129
Şekil 4.6 Farklı su giriş sıcaklıkları ve hava nem değerlerinin çıkış suyu sıcaklığına etkisi (1,5 l/dk)	131
Şekil 4.7 Farklı su giriş sıcaklıkları ve hava nem değerlerinin çıkış suyu sıcaklığına etkisi (1 l/dk)	132
Şekil 4.8 25 °C su giriş sıcaklığı için farklı hava nemi ve su debilerinin çıkış suyu sıcaklığına etkisi	133
Şekil 4.9 40 °C su giriş sıcaklığı için farklı hava nemi ve su debilerinin çıkış suyu sıcaklığına etkisi	135

ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAMI)

Şekil 4.10 1 l/dk su debisi, $\sim 16^{\circ}\text{C}$ su giriş sıcaklığı için havadaki farklı nem miktarlarının etkisi.....	137
Şekil 4.11 1 l/dk su debisi, $\sim 16^{\circ}\text{C}$ su giriş sıcaklığı için havadaki farklı nem miktarlarının hava çıkış sıcaklığına etkisi	138
Şekil 4.12 Farklı hava giriş sıcaklarının ve nemin çıkış suyu sıcaklığına etkisi	139
Şekil 4.13 Geri kazanılması tahminlenen enerji miktarları	142
Şekil 4.14 Geri kazanılması tahminlenen enerji miktarları	148
Şekil 4.15 150 g/kg hava nem değeri için su debisinin ve su giriş sıcaklığının geri kazanılması tahminlenen ısı enerjisi miktarına etkisi. 150	
Şekil 4.16 100 g/kg hava nem değeri için su debisinin ve su giriş sıcaklığının geri kazanılması tahminlenen ısı enerjisi miktarına etkisi. 151	
Şekil 4.17 Havadaki maksimal nem miktarları (http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/HBASE/kinetic/relhum.html#c4).....	152

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1 Birincil Enerji Kaynakları Talep ve Üretimi (EİEİ Genel Müdürlüğü Ulusal Enerji Tasarruf Merkezi, 2002).....	4
Çizelge 2.2 2003 yılı Enerji Tüketimi, Yoğunluğu ve Kişi Başı Tüketim Değerleri(http://www.iklimnet.org/Members/bahar/eie-mehmet-caglar-sunum.ppt/download)	5
Çizelge 2.3 Türkiye’deki Enerji tasarruf potansiyelleri*(http://www.iklimnet.org/Members/bahar/eie-mehmet-caglar-sunum.ppt/download)	6
Çizelge 2.4 Sektörlere Göre 1 TEP Enerjinin Maliyeti (http://ekutup.dpt.gov.tr/sanayi/verimlilik/kavakk/enerji.pdf)	9
Çizelge 2.5. Tekstil işletmelerindeki özgül enerji tüketiminin dairelere göre dağılımı (Tarakçıoğlu, 1984).....	11
Çizelge 2.6 Atık hava nemine bağlı olarak gerekli temiz hava miktarları	22
Çizelge 2.7 Çeşitli ısı değiştiricileri için p yüzey alanı yoğunluğu aralıkları*	40
Çizelge 2.8 Kule çapına göre önerilen dolgu malzemesi büyüklüğü	77
Çizelge 2.9 Çeşitli dolgu tipleri için tasarım verileri.....	78
Çizelge 2.10 Atık havadan ısı geri kazanımında farklı olanakların karşılaştırılması (Tarakçıoğlu, 1984).....	94
Çizelge 2.11 Ramözde bir Hava/hava ısı değiştiricisiyle elde edilen tasarruflar.....	96
Çizelge 2.12 Brückner ECO-HEAT hava-hava ısı geri kazanım sistemi için temiz hava 25°C’den 148°C’a ısıtıldığında elde edilen tasarruflar (Brückner, 2003).....	98
Çizelge 2.13 Brückner hava-su ısı geri kazanım sistemi ile sağlanan tasarruflar	104
Çizelge 2.14 Farklı işlemler (kurutma ve termofiksaj), farklı ısı geri kazanım sistemleri (hava-hava ve hava-su) ve farklı vardiya sayıları için kendini geri ödeme süreleri (IPPC, 2002)	106
Çizelge 3.1 Deney planı.....	118
Çizelge 4.1 Havadaki maksimal nem miktarları	152
Çizelge 4.2 Yıkama kulesinde verim derecesi karşılaştırmaları.....	159

İÇİNDEKİLER

ÖZET	V
ABSTRACT	VII
TEŞEKKÜR	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ	XI
ÇİZELGELER DİZİNİ	XV
İÇİNDEKİLER	XVII
1.GİRİŞ	1
2. GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÖZETİ	2
2.2.Tekstil İşletmelerinde Enerji Tüketimi ve Tasarrufu	8
2.3 Ramöz(Gergefli Kurutucu) Makinesi ve Çalışma Prensipleri	13
2.4 Ramöz Atık Havası	20
2.5 Isı Geri Kazanım Sistemleri:	28
2.5.1 Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması:	29
2.5.1.1 Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama	31
2.5.1.1.1 Doğrudan temasın olduğu ısı değiştiricileri	31
2.5.1.1.2 Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri	35
2.5.1.1.2.1 Doğrudan ısı geçişi olan ısı değiştiricileri (Rekuperatörler):	35
2.5.1.1.2.2 Isının depolandığı ısı değiştiricileri (Rejeneratörler):	36
2.5.1.1.2.3 Akışkan yataklı ısı değiştiricileri:	36
2.5.1.2 Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama (Kompaktlık)	37
2.5.1.3 Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama	40
2.5.1.4 Isı Geçişi Mekanizmasına Göre Sınıflama	41
2.5.1.4.1 İki tarafta da tek fazlı akış:	41
2.5.1.4.2 Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış:	42
2.5.1.4.3 İki tarafta da çift fazlı akış	42
2.5.1.4.4 Taşınım ve ışınlama ile beraber ısı geçişi:	45
2.5.1.5 Konstrüksiyonlarına Göre Sınıflandırılma	46
2.5.1.5.1 Rekuperatörler	47
2.5.1.5.1.1 Borulu Isı Değiştiriciler	47
2.5.1.5.1.1.1 Gövde Borulu Isı Değiştiriciler	49
2.5.1.5.1.1.2 Spiral Borulu Isı Değiştiriciler	51
2.5.1.5.1.1.3 Plakalı (Levhalı) Isı Değiştiriciler	52

XVIII

2.5.1.5.1.1.1 Contalı-Plakalı Isı Değıştiriciler.....	52
2.5.1.5.1.1.2 Spiral Plakalı Isı Değıştiriciler	55
2.5.1.5.1.1.3 Lamelli Isı Değıştiriciler	56
2.5.1.5.1.1 Kanatlı (Genişletilmiş) Yüzeyli Isı Değıştiriciler	58
2.5.1.5.1.1.1 Plakalı-Kanatlı Isı Değıştiriciler.....	58
2.5.1.5.1.1.2 Borulu-Kanatlı Isı Değıştiriciler.....	61
2.5.1.5.2 Rejenatörler	62
2.5.1.5.2.1 Sabit dolgu maddeli rejeneratörler	62
2.5.1.5.2.2 Döner dolgu maddeli rejeneratörler	66
2.5.1.5.2.3 Paket yataklı rejeneratörler.....	70
2.5.2 Akım Düzenlemesi	83
2.5.3 Performans Parametreleri	84
2.5.3.1 Isıl Uzunluk	84
2.5.3.2 Debi	85
2.5.3.3 Basınç Düşümü	85
2.5.3.4 Sıcaklık Geçiş.....	86
2.5.4 Kirlenme Eğilimleri.....	87
2.5.5 Muayene, Temizleme, Tamir ve İlave.....	87
2.6. Ramöz Atık Havasından Isı Geri Kazanımı Olanakları	89
3. MATERYAL VE YÖNTEM	110
3.1 Materyal.....	110
3.2 Yöntem	116
4.TARTIşMA VE SONUÇ.....	121
4.1 Kule İçerisindeki Dolgu Maddesi Miktarı.....	121
4.2 Kule İçerisindeki Su Seviyesi.....	124
4.3 Su Debisi ve Su Giriş Sıcaklığı	126
4.4 Havadaki Nem Oranı.....	130
4.6 Hava Giriş Sıcaklığının Etkisi.....	138
4.6 Geri Kazanılan Isı Miktarı.....	140
4.7 Prototip Yıkama Kulesinde Verim	151
5. GENEL SONUÇLAR	160
6. KAYNAKLAR DİZİNİ	164
ÖZGEÇMİş.....	167

1.GİRİŞ

Dünyada ve ülkemizde enerji kaynaklarının sınırlı olması ve enerji fiyatlarındaki artış, her geçen gün enerji tasarrufu yapılmasının önemini artırmaktadır. İşletmelerin rekabet güçlerini koruyabilmeleri amacıyla, düşük maliyetle, dolayısıyla daha az enerji tüketerek üretim yapmaları, günümüz ekonomik koşullarında hayati önem taşımaktadır.

Tekstil terbiye işlemleri dokuma, örme gibi diğer tekstil işlemlerine göre daha enerji yoğun işlemlerdir. Terbiye işletmelerinde kullanılan enerjinin çoğu ısı enerjisi olup bu enerjinin yarısına yakını da kurutma işlemlerinde tüketilmektedir. Kurutma süresince tüketilen bu enerji kumaştaki suyun buharlaştırılması ve kurutma havasının ısıtılması için kullanılmaktadır. Dolayısıyla tüketilen ısı enerjisinin önemli bir kısmı, kurutucuların bacasından atık hava ile birlikte dışarıya atılmaktadır.

Ramöz (gergefli kurutucu), tekstil terbiye işletmelerinde, gerek konveksiyon kurutma gerekse diğer kurutma yöntemlerine göre çalışan makineler arasında en önemli ve en çok kullanılan kurutma makinesidir. Bu makine yalnız kurutma için değil, her türlü bitim işlemi sonrasındaki kurutma ve kondenzasyon veya kumaşların termofiksajı amacıyla da kullanılmaktadır. Ramöz bacasından atılan ve içerisinde halen büyük miktarlarda enerji içeren atık hava, % 30'a varan enerji tasarrufu potansiyeline sahip olup, çeşitli ısı geri kazanım sistemleriyle bu enerjinin geri kazanılması mümkün olabilmektedir.

Bu çalışmada, ramözlerin atık havasında bulunan atık ısı enerjisinin geri kazanılarak, tekstil terbiye işletmelerinde yaş işlemlerde kullanılacak olan temiz suyun ısıtılmasında kullanılabilirliği araştırılmıştır.

2. GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÖZETİ

2.1. Enerji Tasarrufu ve Önemi

1973'deki petrol krizinden sonra artan enerji fiyatlarının kontrol altına alınması, sürdürülebilir enerjinin sağlanması ve enerjide dışa bağımlılığın azaltılması çalışmalarının sonucunda yenilenebilir enerji kaynakları ve enerjinin verimli kullanımı önem kazanmaya başlamıştır. Yenilenebilir enerji kaynakları ve enerji verimliliğinin önemini artıran bir başka gelişme de 1990'lı yıllarda ortaya çıkan çevre bilincidir. Bu bilinç, geleneksel enerji üretim ve tüketiminin çevre ve doğal kaynaklar üzerinde yerel, bölgesel ve küresel seviyede doğrudan olumsuz etkilere neden olduğunun anlaşılmasına ve enerjinin verimli kullanımının destek görmesine yol açmıştır. Böylece başlangıçta sadece sanayileşmiş ülkelerin gündeminde yer alan enerjinin verimli kullanımı kavramı tüm dünya ülkelerinin enerji politikalarındaki ortak prensiplerden biri haline gelmiştir.

Enerji kaynakları açısından kısıtlı kaynaklara sahip ve dışa bağımlı konumda olan ülkemizde, enerji ihtiyacının yeterli, güvenilir ve ekonomik olarak sağlanması temel hedeftir. Enerjinin verimli kullanımı bu hedefin gerçekleştirilmesinde kullanılacak en önemli araçlardan birisidir(http://www.eie.gov.tr/turkce/en_tasarrufu/en_tas_etkinlik/2005_bildiriler/oturum3/YusufKorucu.doc).

Enerji verimliliğinin arttırılması, atık enerjilerin değerlendirilmesi ve mevcut enerji kayıplarının önlenmesi yoluyla tüketilen enerji miktarının ekonomik kalkınmayı ve sosyal refahı engellemeden en aza indirilmesi olarak tanımlayabileceğimiz enerji tasarrufu; enerji krizi yaşayan ülkelerin sorunlarının çözümünde önemli katkıları olacaktır.

Enerji tasarrufu; enerjinin akıllıca kullanımı ile kayıpların en aza indirilmesi, aynı enerji ile daha çok iş yapılması veya aynı iş için daha az enerji kullanılması anlamını taşımaktadır.

Enerji verimliliğinin artırılması, ek yeni enerji kaynaklarının devreye sokulması için yapılacak yatırımlardan daha ekonomiktir. Tasarruf edilerek kazanılabilecek enerjiyi üretmek için, çok daha pahalı yatırımlara ve çok daha uzun zamana ihtiyaç vardır. Oysa enerji tasarrufu, daha çabuk ve ucuza elde edilebilen bir enerji kaynağıdır (<http://tmmob.org.tr/modules.php?op=modload&name=News&file=article&sid=1009&mode=thread&order=0&thold=0>).

Halen hızlı kalkınma aşamasında olan ülkemizde sanayileşme faaliyetleri, yeni teknolojilere ulaşma çabaları, hayat standartlarının yükselmesi ve artan nüfus, her yıl daha fazla enerji kullanımına neden olmaktadır. 2003 yılı itibarı ile birincil enerji tüketimimiz 83.3 milyon ton petrol eşdeğerine ulaşmış ve toplam enerji arzımızın % 70'i ithalat yoluyla karşılanmıştır. Hızlı talep artışı nedeniyle, 2020 yılında toplam enerji arzının ancak % 25'inin yerli üretimle karşılanabileceği beklenmektedir(http://www.eie.gov.tr/turkce/en_tasarrufu/en_tas_etkinlik/2005_bildiriler/oturum3/YusufKorucu.doc). Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığınca tespit edilmiş bulunan geleceğe yönelik birincil enerji kaynakları üretim ve talepleri ile talep içindeki üretim ve ithalatın payı yüzde olarak Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1 Birincil Enerji Kaynakları Talep ve Üretimi (EİEİ Genel Müdürlüğü Ulusal Enerji Tasarruf Merkezi, 2002)

	Talep (MilyonTEP)	Üretim (MilyonTEP)	%	İthal (MilyonTEP)	%
1997	71,3	27,6	39	43,7	61
1998	74,2	28,8	39	45,4	62
2000	93,1	31,0	33	62,1	66
2005	130,9	35,5	27	95,4	73
2010	179,4	52,2	29	127,2	71
2015	237,6	60,4	25	177,2	75
2020	318,6	78,5	25	240,1	75

Enerjinin verimli kullanımının sağlanmasında en temel göstergelerden biri de enerji yoğunluğunun düşürülmesidir. Ülkemizde kişi başına enerji tüketimi OECD ülkeleri ortalamasının yaklaşık beşte biri civarındayken, enerji yoğunluğu OECD ortalamasından iki kat daha fazladır. Bugüne kadar yürütülen birçok çalışmaya rağmen gayri safi milli hâsıla başına tüketilen enerji miktarı olarak adlandırılan enerji yoğunluğu, düşme eğilimine girmemiştir. Uluslararası Enerji Ajansı verilerine göre gelişmiş ülkelerde enerji yoğunluğu 0.09–0.19 arasında iken, ülkemizde 0.38 olması ve azalma eğilimi göstermemesi bu konunun ciddi olarak ele alınması gereğini ortaya koymaktadır. Çizelge 2.2’de 2003 yılı enerji tüketimi, enerji yoğunluğu ve kişi başına enerji tüketim değerleri gösterilmiştir. Sadece enerji yoğunluğu değeri bile Türkiye’nin enerji verimliliğinin artırılması konusunda yapabileceklerini göstermektedir(http://www.eie.gov.tr/turkce/en_tasarrufu/en_tas_etkinlik/2005_bildiriler/oturum3/YusufKorucu.doc).

Çizelge 2.2 2003 yılı Enerji Tüketimi, Yoğunluğu ve Kişi Başı Tüketim Değerleri(<http://www.iklimnet.org/Members/bahar/eie-mehmet-caglar-sunum.ppt/download>)

Ülke	Tüketim (MTEP)	Enerji yoğunluğu (TEP/GDP)	Kişi başına enerji tüketimi (TEP/nüfus)
Japonya	520,7	0,09	4,09
OECD	8970	0,19	4,68
Yunanistan	28,7	0,20	2,62
ABD	2281,5	0,25	7,98
Dünya	10029	0,29	1,64
Türkiye	83,8	0,38	1,06

Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü, Ulusal Enerji Tasarrufu Merkezi tarafından yapılan çalışmalar sonucu, sanayi, bina ve ulaşım sektörlerinde yıllık olarak enerji tasarrufu potansiyelinin %30 ve yaklaşık 3 milyar dolar olduğu tespit edilmiştir. Sağlanacak bu enerji tasarrufuyla 1500 MW'lık iki adet Keban Hidroelektrik Santrali yapılabileceği bildirilmiştir (http://www.eie.gov.tr/turkce/en_tasarrufu/en_tas_etkinlik/2005_bildiriler/en_ver_haftasonrasi_2005.html).

Çizelge 2.3 Türkiye’deki Enerji tasarruf potansiyelleri*(<http://www.iklimnet.org/Members/bahar/eie-mehmet-caglar-sunum.ppt/download>)

Sektör	Tüketim(MTEP) - Oran	Tasarruf (%)
Bina (Konut+Hizmet)	19,5 - %31	30-50
Sanayi	26 - %40	20-30
Çevrim Sektörü	19,9 - %24	20-30
Ulaştırma	12,4 - %19	10-15
Tarım	3,1 - %5	-

*Not: Değerler 2003 yılına aittir.

Yukarıda belirtilen ülkemiz ve insanlığın geleceği açısından hayati önem taşıyan hususların yanında, bir işletmede enerji tasarrufu programı uygulanması için başka nedenler de rol oynayabilmektedir. Bunları şu şekilde sıralayabiliriz:

A. Zorlayıcı Durumlar

- Enerji temininde zorluk ve kısıntılar (Elektrik kesintisi, fuel-oil veya kömür bulunamaması gibi);
- Enerji temininde politik ve ekonomik bağımlılığın tehlikeli boyutlara erişmesi;
- Enerji fiyatlarının aşırı artması sonucu, işletmenin varlığını sürdürebilmesinin tehlikeye düşmesi.

B. Teknik Sebepler

- i. Yeni üretim yöntemlerinin uygulanmaya başlanması veya mevcut üretim yöntemlerinin geliştirilmesi;
- ii. Üretimin sınırlandırılması, artırılması veya başka alanlara kaydırılması;
- iii. Üretim güvenliğinin artırılması;
- iv. Teknik rasyonalizasyon çalışmaları;
- v. Yeni binaların yapımı

C. Toplumsal Sebepler

- i. Şahsi ve toplumsal tutumların değişmesi;
- ii. Belirli değer yargılarının değişmesi;
- iii. Akıllı, teknik bilgili, zamana uyabilen ve ileriye görebilen, sorumluluklarına müdrik, çevreyi düşünen, milli hisleri kuvvetli bir yatırımcı olmanın sembolü;
- iv. Devlet yöneticileriyle dayanışma.

D. Firmanın Dışarıya Karşı Prestijini Artırmak Amacına Yönelik Sebepler

- i. Az hammadde ve enerji ile fazla üretim yapabilmek;
- ii. Enerji yoğun olmayan ürünler üretmek;
- iii. İleri düzeyde geri kazanma (recycling) uygulayabilmek;
- iv. Yeniliğe ve ilericiliğe açık olunduğunun gösterilmesi;
- v. Firma yönetiminin, enerji tasarrufu konusunda aldığı önlemlerle maliyet tasarrufunda bulunduğunu gösterebilmesi;

- vi. Firmanın zamana uyabilecek oynaklıkta ve krizlere karşı dayanıklı olduğunun reklâmı;
- vii. Firmanın bir enerji tasarrufu programı uygulayabilecek güçte olduğunu belli etmesi;

Ve bunların sonucu olarak:

- viii. Firmanın finans kuruluşları, müşterileri, mal aldığı firmalar, resmi daireler, politikacılar ve çeşitli düzeydeki kendi personeli katında saygınlığının artması (Tarakçıoğlu, 1984).

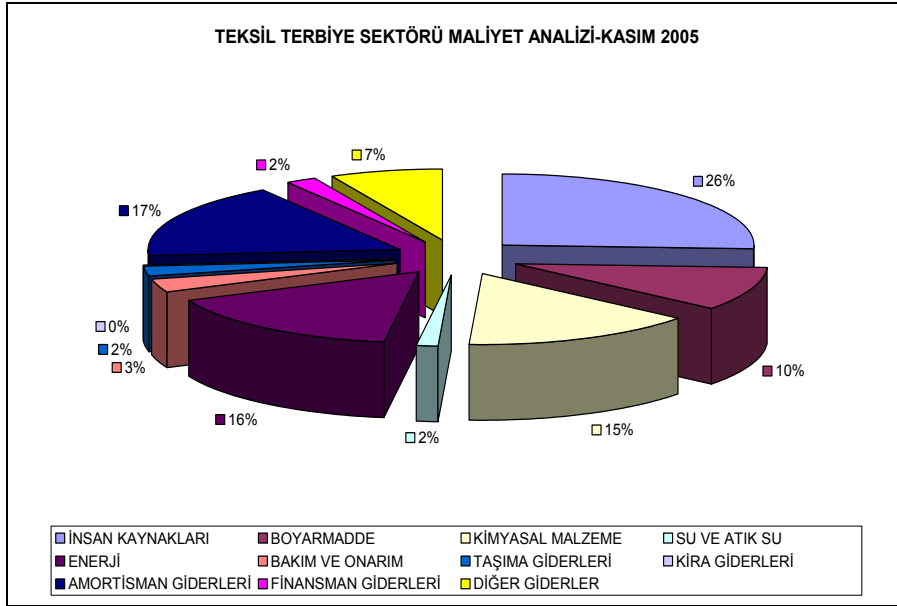
2.2.Tekstil İşletmelerinde Enerji Tüketimi ve Tasarrufu

Türkiye'de Tekstil Sanayii, tüm sanayii dalları arasında hem üretim hem de ihracat bakımından en ön sırada yer almakta ve ekonomi içinde en ağırlıklı payı oluşturmaktadır. Toplam imalat sanayindeki istihdam miktarında, bu sanayimizin payı %30'u bulmaktadır. Sektörde enerjinin toplam maliyet içerisindeki payı %6-14 arasında, sanayinin toplam enerji tüketimi içerisindeki payı ise %7.2'dir (http://www.kimyamuhendisi.com/arsiv/enerji/tekstil_sektorunde_enerji_tuketimi.pdf). Türkiye'nin çeşitli sektörlerin 2001 yılına ait enerji tüketimleri ve 1 TEP(ton eşdeğer petrol) enerjinin maliyetleri Çizelge 2.4.'de gösterilmiştir.

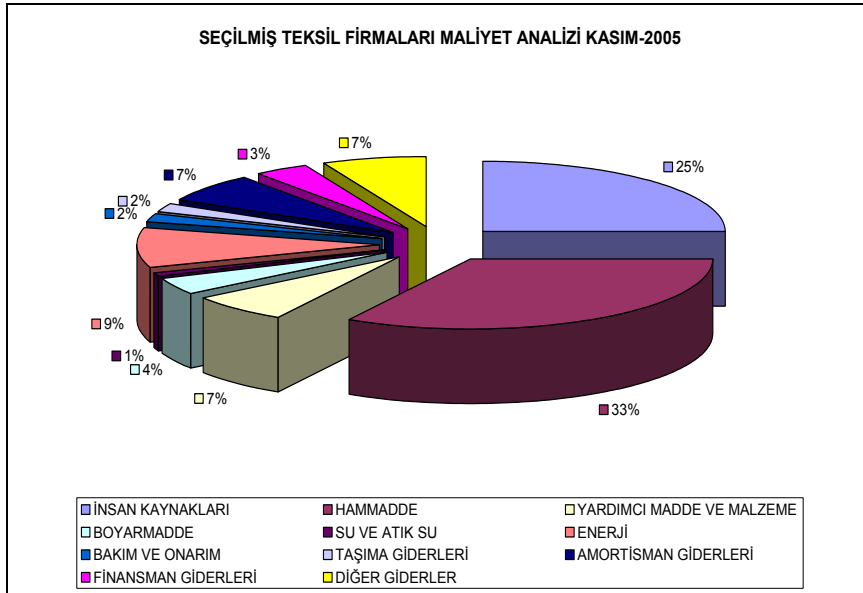
Çizelge 2.4 Sektörlere Göre 1 TEP Enerjinin Maliyeti (<http://ekutup.dpt.gov.tr/sanayi/verimlilik/kavakk/enerji.pdf>)

Değerler Sanayiler	2001 Yılı Enerji Harcaması (Milyon TL, 1995)	2001 Yılı Enerji Harcaması (\$, 1995)	2001 Yılı Enerji Tüketimi (TEP)	1 TEP Enerjinin Maliyeti (\$/TEP)
Gıda sanavii	14.573.55	319.084.607	1.166.080	273.64
Tekstil sanavii	21.860.498	478.630.664	1.165.263	410.75
Orman ürünleri sanavii	1.791.759	39.230.159	106.643	367.86
Kâğıt sanavii	6.849.912	149.977.278	624.363	240.21
Kimya sanavii	31.485.34	689.364.409	2.779.443	248.02
Taş ve toprağa davalı	39.572.23	866.425.208	3.908.867	221.66
Demir-çelik metal ana	43.733.85	957.542.889	4.483.824	213.55
Demir-çelik dışı metal ana	6.022.111	131.852.747	297.858	442.67
Metal eşya ve mak.-	8.739.560	191.350.699	328.574	582.37

Türkiye Tekstil Terbiye Sanayicileri Derneğinin üyeleri arasında yapmış olduğu maliyet analizi anket sonuçları Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Tekstil sektöründe enerji kalemi (%9), maliyet içinde hammadde (%33) ve insan kaynaklarından (%25) sonra 3. büyük payda sahipken; Tekstil Terbiye Sektörü’nde ise enerji maliyetleri (%16) insan kaynakları maliyetinden (%26) sonra ikinci büyük paya sahiptir(DPT, Dokuzuncu Kalkınma Planı Tekstil Raporu).



Şekil 2.1 Seçilmiş Tekstil Firmaları Maliyet Analizi-Kasım 2005



Şekil 2.2 Tekstil Terbiye Sektörü Maliyet Analizi-Kasım 2005

Çizelge 2.4 ve Şekil 2.1’den anlaşılabacağı üzere, diğer sanayi dalları ile kıyaslandığında, tekstil endüstrisi enerji tüketimi bakımından ortalarda yer almaktadır, yani ne az enerji tüketen, ne de çok enerji yoğun bir sanayi dalıdır.

Tekstil sektöründe, ürünler ve dolayısıyla proses teknolojileri önemli farklılıklar göstermektedir. Bu da enerji tüketiminin yapısında ve enerjinin toplam maliyet içindeki payında farklılıklara yol açmaktadır. İplik-dokuma fabrikalarında enerji tüketimi %50 elektrik ve %50 ısı şeklinde olmaktadır. Terbiye bölümlerinde ise enerjinin %70’den fazlası ısı olarak kullanılmaktadır (http://www.kimyamuhendisi.com/arsiv/enerji/tekstil_sektorunde_enerji_tuketimi.pdf).

Çizelge 2.5.’de görüldüğü üzere iplik, dokuma ve örme işletmelerinin enerji tüketimlerinin büyük kısmını elektrik enerjisi oluşturmaktadır. Entegre bir tekstil işletmesinde, tüketilen elektrik enerjisinin yaklaşık 3/4’ü bu dairelerde kullanılmaktadır. Terbiye dairelerinde ise ısı tüketimi yüksektir ve yaklaşık %70-80 kadarını tek başına terbiye işletmeleri tüketmektedir.

Çizelge 2.5. Tekstil işletmelerindeki özgül enerji tüketiminin dairelere göre dağılımı (Tarakçıoğlu, 1984)

	Elektrik Tüketimi		Isı Tüketimi	
	kWh/kg	Klima için tüketilen %	MJ/kg	Klima için tüketilen %
İplik dairesi	2,7-4,0	15-20	1,1-4,7	100
Dokuma dairesi	2,1-5,6	20-25	8,3-17,0	45-55
Örme dairesi	1,0-1,5	25-30	1,8-5,8	100
Terbiye dairesi	1,5-3,0	5-10	40-80	-
TOPLAM	7,3-14,1	-	51,2-107,5	-

Tekstil terbiye işlemleri; iplikçilik, dokuma-örme gibi diğer tekstil üretimi işlemlerine nazaran daha enerji yoğun işlemlerdir ve enerji giderlerinin toplam terbiye maliyeti içerisindeki payı yüksektir (Şekil 2.2). İplik, dokuma, ve/veya örme ile terbiye dairelerinden oluşan bir işletmenin toplam enerji tüketiminin %40-65 kadarını terbiye dairesi oluşturmaktadır.

Terbiye dairelerinde tüketilen enerjinin genel olarak:

- %45-75'i yaş işlemler (kasar, boya v.s.yıkama dâhil)
- %15-40'ı kurutma ve fiksaj işlemler
- %8-18'i diğer işlemler ve havalandırma için kullanılmaktadır (Tarakçıoğlu, 1984).

Terbiye işletmelerinde yapılan işlemlerin çoğunun ısıl işlemler olması ve bu işlemler sırasında tam olarak faydalanılmadan dışarıya atılan atık enerji (anerji) miktarının fazla olması, işletmeler için büyük enerji kayıplarına neden olmaktadır. Bu şekilde birçok ülkede endüstriyel enerji tüketiminin yaklaşık %26'sı sıcak gazlar ve sıvılar şeklinde atılarak kaybolmaktadır (EİEİ Genel Müdürlüğü Ulusal Enerji Tasarruf Merkezi, 2002).

Tekstil terbiye işletmelerinde tekrar kullanılabilen atık ısı enerjilerini üç kısımda toplayabiliriz:

- Konveksiyon kurutucuların ve kazanların sıcak baca gazlarının ısısı
- Her türlü yaş işlem sonrası açığa çıkan sıcak atık flotteler
- Soğutma işlemi için kullanılan su ya da havanın ısısı

Terbiye işletmelerindeki ısı işlemler sonrası ortaya çıkan sıcak atık akışkanların enerjilerinin tekrar kullanılarak ekserjiye (iş yeteneği) dönüştürülebilmesiyle büyük enerji tasarrufları sağlanabilmektedir. Bu kayıp atık ısı enerjileri, uygun ısı geri kazanım teknikleri kullanılarak önemli ölçüde azaltılabilmektedir.

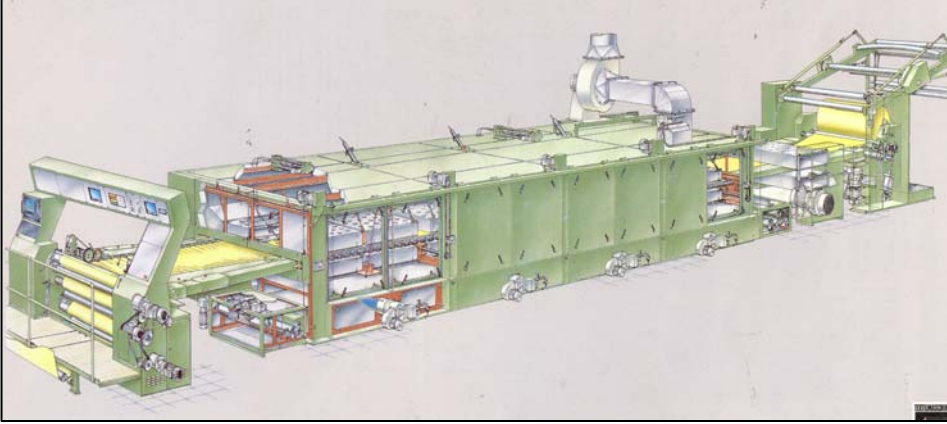
Doğru şekilde uygulandığı takdirde, ısı geri kazanım yöntemleri önemli ölçüde tasarruf sağlamakta, kalite ve üretim seviyesini artırmaktadır. Geri kazanılan ısı ise ya ortaya çıktığı proses için tekrar kullanılmakta, ya da çevre veya başka bir işlem için ısıtmada kullanılabilmektedir.

2.3 Ramöz(Gergefli Kurutucu) Makinesi ve Çalışma Prensibi

Terbiye işletmelerinde en fazla enerji tüketilen işlemlerden biri de, ısı enerjisiyle yapılan esas kurutmalar ile benzeri makinelerde yapılan termofiksaj, kondenzasyon ve termosolleme işlemleridir (Tarakçıoğlu, 1984).

Gergefli kurutucu adıyla da bilinen ramöz makinesi (Şekil 2.3), tekstil terbiye işletmelerinde, gerek konveksiyon kurutma gerekse diğer kurutma yöntemlerine göre çalışan makineler arasında en önemli ve en çok kullanılan kurutma makinesidir. Bu makine yalnız kurutma için değil, her türlü bitim işlemi sonrasındaki kurutma ve kondenzasyon veya kumaşların termofiksajı amacıyla da kullanılmaktadır. Birçok tekstil terbiye makinesinde olduğu gibi, ramözlerin de standart bir tipi ve büyüklüğü yoktur. Her terbiyeci kendi işletme ve üretim şartlarına en uygun makineyi kendisi tayin etmek durumundadır. Bir ramöz seçilirken şu ana unsurlar mutlaka dikkate alınmalıdır:

- Üretim miktarı (kamara sayısı)
- Çalışılacak maksimum ve minimum kumaş genişlikleri
- Çalışılacak mamul cinsi
- Kurutma veya termofikse işlemi için mi, veya beraber mi kullanılacağı
- Isıtmada kullanılacak enerji türü
- Bitim işlemi ve/veya boya yapılıp yapılmayacağı
- Makineden geçecek kumaş tipine göre otomasyon ve kontrol sistemleri



Şekil 2.3. Ramöz makinesinin genel görünümü

Konveksiyon kurutma makinelerinde sıcak kurutma gazının kumaşa iletilmesi değişik şekillerde yapılabilmektedir. Hot-flue’da sıcak hava genellikle tekstil mamulüne paralel olarak, emme tamburlu kurutucularda ise kumaş içerisinden geçirilerek kurutma sağlanmaktadır. Ramözde ise sıcak kurutma gazı (havası) düze denile deliklerden ya da yarıklardan kumaş yüzeyine dikey doğrultuda püskürtülmektedir.

Ramöz, kumaşta en-boy ayarının yapılabilmesi, bitim işlemleri sırasında kumaş üzerinde kimyasal madde bulunduğunda kumaşın hiçbir yere temas etmeden iki kenarından tutularak kurutucu çıkışına kadar

taşınması, etkili bir kurutma sağlanması, kurutma sırasında kumaşa çarptırılan sıcak havanın etkisiyle kumaş tutumu ve çekmezlik değerlerinin olumlu yönde etkilenmesi gibi pek çok avantaja sahiptir. Dokuma kumaşların terbiyesinde eskiden beri vazgeçilmez bir yere sahip olan ramöz, günümüzde örgü kumaşlarda da tüp halinden açık en çalışmaya doğru bir eğilimin ağırlık kazanması ile hem örgü hem de dokuma kumaşlar için çok önemli bir makine haline gelmiştir (Çoban, 1999).

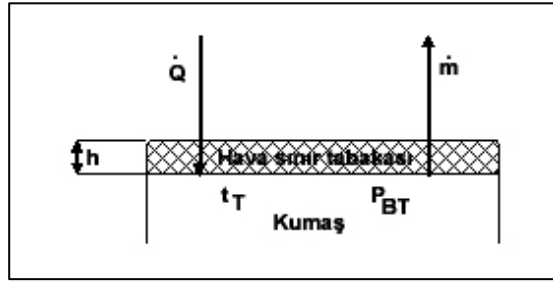
Ramözlerde kumaşın makine içerisinde taşınması, ramözün iki tarafındaki büyük baklalardan oluşan sonsuz zincirler yardımıyla yapılmaktadır. Zincirin baklaları üzerinde iğneler ve/veya mandallar bulunmaktadır. Kumaş iki yanından bu iğnelere takılarak veya mandallar tarafından tutularak zincirle birlikte hareket etmektedir. Zincirler arasındaki aralığı makinenin girişinden ilk kurutma bölmesine kadar olan kısımda fazlaştırmak kumaşın enini artırmak mümkün olduğu gibi, bu aralığı gittikçe azaltarak kumaşın serbest şekilde enine çekmesini sağlamak da mümkündür. İğneli taşıyıcılı ramözlerde kumaşın boyunu da ayarlayabilmek mümkündür. Eğer kumaş makineye, zincir hareket hızından daha yüksek bir hızla sevk edilirse (avans verilirse), zincirlere bol bir şekilde takılmakta ve kurutucudan geçerken çözü yönünde çekerek boyu kısalmaktadır. Dolayısıyla bu kumaştan dikilmiş ürünler kullanım sırasında yıkandıklarında fazla çekmemektedirler(Tarakçıoğlu, 1984).

Ramöz konveksiyon kurutma esasına göre çalışan bir kurutma makinesidir. Konveksiyon kurutma esnasında sıcak kuru hava ile nemli tekstil mamulü temas etmektedir. Bu temas sonucunda sıcak kurutma havasından nemli tekstil mamulüne ısı transferi, nemli tekstil mamulünden kurutma havasına da su buharı yani kütle transferi meydana gelmektedir.

Tekstil mamulünde bulunan suyun tamamı yüzeyde bulunmayıp kumaşa zayıf fiziksel kuvvetlerle bağlı olduğundan, kurutma esnasındaki ısı ve kütle transferi işlem süresince aynı hız ve oranda gerçekleşmemektedir. Yüzeyde bulunan suyun kolayca uzaklaştırılması mümkün iken, liflerin içerisinde bulunan suyun uzaklaştırılması oldukça zordur. Bu nedenle konveksiyon kurutma üç adımda incelenmektedir:

1. Adım:

Kurutmanın başlangıcında, ipliklerin yüzeyinde yeterli miktarda su bulunduğundan, sıcaklık ne olursa olsun, kumaşın sıcaklığı, yüzeyde bulunan su buharı-hava karışımının soğuma sınır sıcaklığını geçmemektedir. Bu sıcaklık kumaşta bulunan su miktarına bağlı olarak 50–80 °C’yi geçmemektedir. Kumaşın yüzeyinden kurutma gazına su buharı transferi, kütle transferi kanunlarına uymaktadır:



Şekil 2.4 Kumaş yüzeyinden kurutma gazına kütle ve ısı transferi-1.adım

$$\dot{m} = A \cdot \frac{\beta}{RT} (P_{BT} - P_{BH})$$

$$\beta = \frac{D}{h}$$

$\dot{m}$ = Birim zamanda buharlaşan su miktarı

A = Transfere katılan yüzey (m^2)

β = Kütle transferi katsayısı (m/s)

D = Difüzyon katsayısı (m^2/sn)

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 belirlenebilmektedir:

$$\dot{Q} = A \cdot \alpha (t_H - t_T) \quad \alpha = \frac{\lambda_L}{h}$$

$\dot{Q}$ = Birim zamanda meydana gelen ısı transferi

α = Isı transferi katsayısı (W/m^2K)

t_H = Kurutma havasının sıcaklığı ($^{\circ}C$)

t_T = Tekstil mamulünün sıcaklığı ($^{\circ}C$)

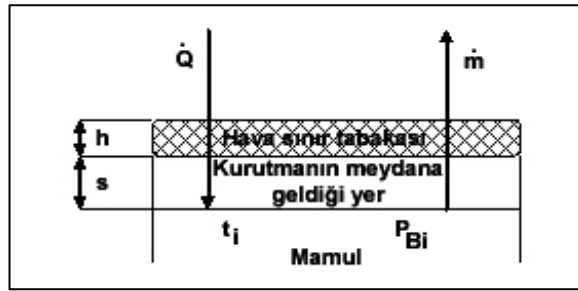
λ_L = Sınır yüzeydeki ısı iletkenliği (W/mK)

Kurutmanın bu adımında kurutma hızı kurutucunun çalışma şartlarına (kurutma gazının sıcaklığı, hızı, su buharı basıncı, vs. gibi) bağlı olup, kurutulacak mamulün özellikleri ile değişmemektedir. Isı ve kütle transferi için sadece yüzeydeki bir hava sınır tabakasının aşılması gerektiğinden, kurutma (suyun uzaklaşması) bu adımda en hızlıdır. Pamuklu bir kumaş için bu hızlı kurutma kumaş üzerinde % 35–40 nem kalana kadar devam etmektedir.

2. Adım

Kurutma ilerledikçe mamuldeki geniş ve kılcal borulardaki su emilerek yüzeye gelmekte ve yüzeyde buharlaşmaktadır. Zamanla kılcal borulardaki direnç arttığından, suyun yüzeye taşınması zorlaşmakta ve buharlaşma mamul içerisinde gerçekleşmeye başlamakta, su buharı difüzyon yolu ile yüzeye taşınmaktadır. Bu durumda suyun buharlaşarak sıcak hava geçmesi için gerekli mesafe de büyüdüğünden kurutma yavaşlamaktadır.

Bu adımda gerek ısı, gerekse kütle transferi için, sıcak havanın hem hava sınır tabakasını, hem de mamulün kurumuş olan kısmını yani yüzey ile mamul içerisinde buharlaşmanın meydana geldiği nokta arasındaki mesafeyi de geçmesi gerekmektedir. Dolayısıyla ısı iletimi 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:



Şekil 2.5 Kumaş yüzeyinden kurutma gazına kütle ve ısı transferi-2.adım

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

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s}{\lambda_s}} \quad \dot{Q} = A \cdot k (t_H - t_i)$$

σ_B = Buhar geçirgenlik katsayısı

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 = ısı geçiş katsayısı

t_i = Kurutmanın meydana geldiği noktada mamul sıcaklığı

λ = Mamul içerisindeki ısı iletkenliği

Bu adımda ısı ve kütle transferi için gerekli yol uzadığından ve zorlaştığından kurutma hızı düşüktür. Kurutucunun çalışma şartları kadar, mamulün yapısı da kurutma hızı üzerinde etkilidir.

3. Adım

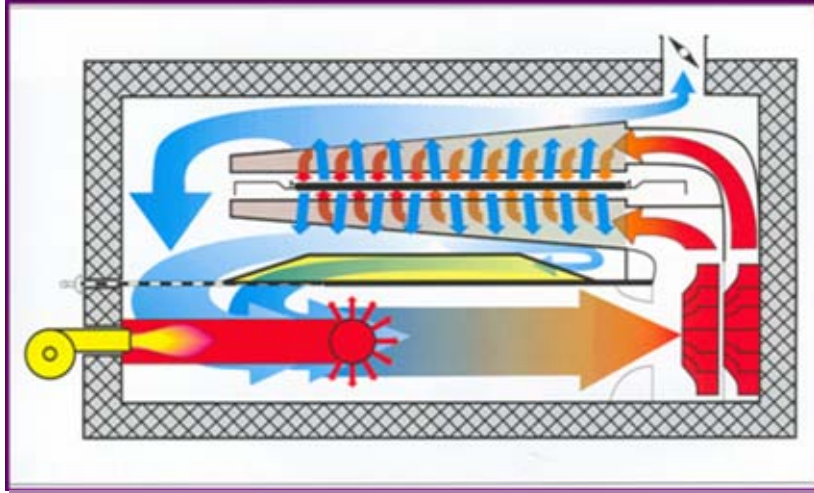
Kılcal su uzaklaştırıldıktan sonra şişme suyu ve higroskopik nem uzaklaştırılmaktadır. Bu adımda lifin içerisinde bulunan suyun önce lif yüzeyine, oradan da mamul yüzeyine difüzyonu söz konusudur ve bu nedenle kurutmanın en yavaş ve zor adımı budur. Ayrıca kumaştaki su miktarı da oldukça az olduğundan, kumaş sıcaklığı da kurutma havasının sıcaklığına yaklaşmaktadır. Hem kumaşın ısınması hem de suyun uzaklaşmasının yavaş olması nedeniyle, liflerde kalan bu son su kısmının

(higroskopik nemin) uzaklaştırılması, yani aşırı kurutma, yalnız kaliteyi olumsuz yönde etkilememekte, aynı zamanda kurutma maliyetini de önemli ölçüde artırmaktadır (Tarakçıoğlu, 1984).

2.4 Ramöz Atık Havası

Tüm konveksiyon kurutma makinelerinde olduğu gibi, ramözlerde de giren sıcak hava tekstil mamulü ile temas edip bir miktar ısı enerjisini mamule verip, mamulden de bir miktar su buharı aldıktan sonra dışarıya atılırsa alabileceğinden (yoğuşma tehlikesi olmadan taşıyabileceğinden) çok daha az su buharı almış, yani kendisinden yeterince faydalanılamamış sıcak hava, içerdiği ısı enerjisi ile birlikte sürekli olarak gökyüzüne gönderilmiş olmaktadır. Bu durumu önlemek için, kurutucudan geçen havanın bir kısmı temiz hava ile karıştırılıp ısıtıldıktan sonra tekrar kullanılmaktadır. Kurutucudan geçen havanın ne kadarının dışarıya atılıp, ne kadarının da yeniden kullanılacağı atık hava çıkışlarındaki klapeleri açıp kapayarak ayarlanabilmektedir.

Kurutma makinelerin çalıştırılması için tüketilen enerjinin önemli bir kısmını kurutmada kullanılan atık havanın ısıtılması oluşturmaktadır. Bu nedenle sıcak hava/buhar oranı kurutma işlemlerinin ekonomik verimliliğinin belirlenmesinde yardımcı bir faktördür ve enerji maliyetleri her geçen gün arttığından mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır. Birim zamanda buharlaştırılan su miktarı, kumaş ağırlığı, kumaşın girişteki ve kurutma sonundaki nemi, kumaş eni ve geçiş hızına bağlıdır. Bu nedenle sabit bir baca akımından söz edilememektedir. Atık havanın nem içeriği devamlı ölçülmeli, kurutma şartlarına göre baca klapeleri ve fanlar düzenlenmeli ya da otomatik olarak ayarlanmalıdır(Tarakçıoğlu, 1984).



Şekil 2.6 Ramöz çalışma prensibi (12)

Ramözdeki atık ısının temel kaynağı bacadan atılan sıcak nemli havadır. Ramöz atık havasındaki ısı, büyük bir kayıptır. Bir ısı geri kazanım sisteminin kurulması, önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlamaktadır.

Örneğin, 160 °C’da yapılan bir kurutmada, buharın özgül hacmi (V_B) = 2 m³/kg olduğuna göre:

$$\text{Havadaki su buharı \%} = \frac{V_B}{V_B + V_H}$$

$$\text{Havadaki su buharı \%} = \frac{2}{2 + V_H}$$

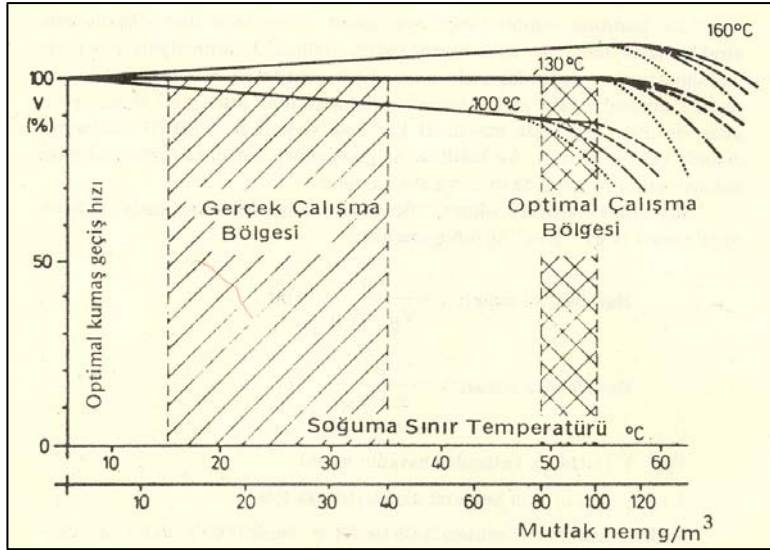
V_H = Kurutmada kullanılan havanın hacmi

1 kg (yani 2 m³) su buharını uzaklaştırmak için gerekli olan sıcak hava miktarları Çizelge 2.6’da gösterilmektedir:

Çizelge 2.6 Atık hava nemine bağlı olarak gerekli temiz hava miktarları

Atık havadaki nem miktarı (%)	Sıcak (160 °C'daki) hava (m ³)
5	38
10	18
20	8
30	4,66

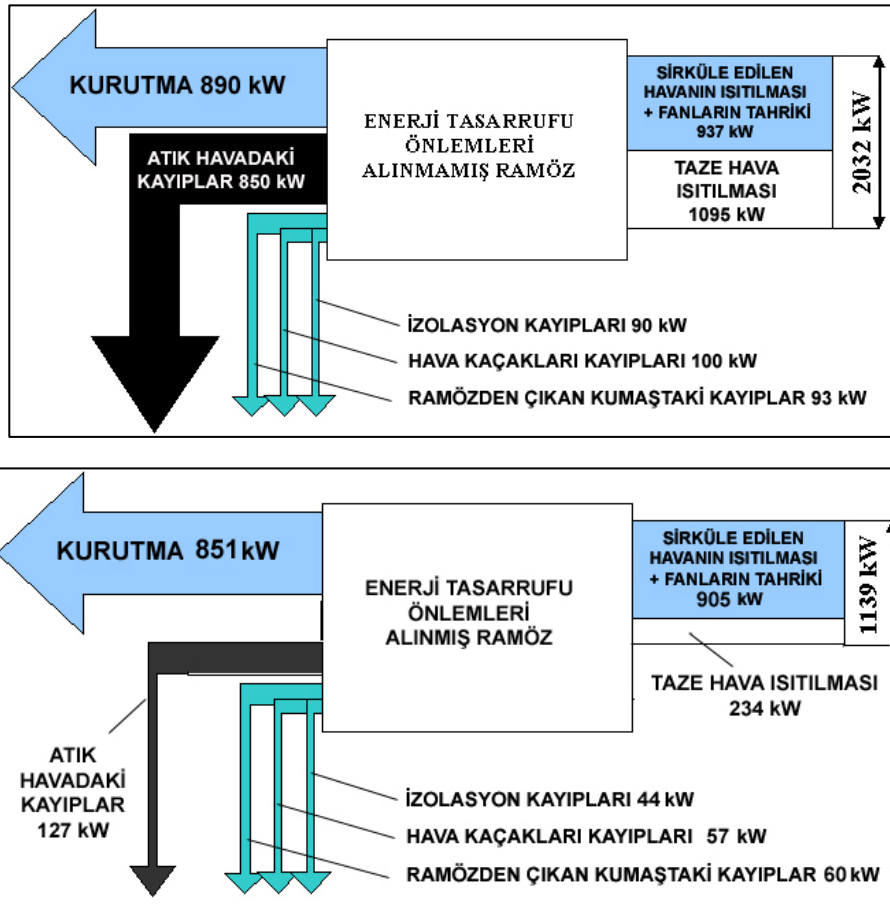
Atık havadaki nem miktarının %30'un üzerine çıkması halinde, su buharının yoğuşma tehlikesi vardır. Ayrıca, kurutma havasındaki nem arttıkça, kütle transferi de yavaşlamaktadır. Ancak su buharının (100 °C'daki) ısı kapasitesi (0,46 kCal/kg.derece), kuru havanın (100 °C'daki) ısı kapasitesinin (0,24 kCal/kg.derece) iki katı kadar olduğundan, kurutma havasındaki nem miktarı arttıkça, bu havanın ısı kapasitesi de artmaktadır ve artış yüksek sıcaklıklarda daha fazla olmaktadır. Sonuç olarak 130 °C'daki havayla yapılan kurutmada, havadaki nem miktarının 100 g/m³'e (%12 ağırlık yüzdesine) kadar yükseltilmesi halinde kurutucunun veriminde (kurutma hızında) bir düşüş söz konusu olmamaktadır (Tarakçıoğlu, 1984).



Şekil 2.7 Optimal kumaş geçiş hızının kurutma gazındaki nem miktarına bağlı olarak değişimi (Tarakçıoğlu, 1984)

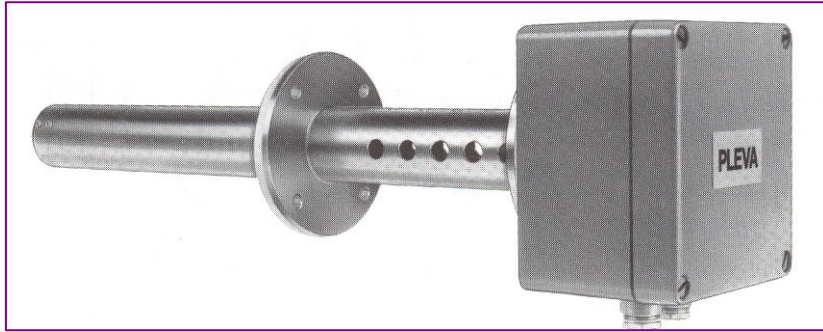
Kurutma gazındaki nem miktarının %12'nin üzerine çıkması halinde bir taraftan enerji tasarrufu sağlanırken, diğer taraftan üretim veriminin düşmesi nedeniyle sabit giderlerin payı artacağından, bir noktadan itibaren maliyet düşeceğine artmaya başlamaktadır. Kurutma maliyetinin bu en düşük olduğu noktanın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

Şekil 2.8'te görüldüğü gibi, atık hava neminin az olduğu, dolayısıyla ısıtılacak kuru temiz hava miktarının fazla olduğu bir çalışma biçiminde, atık havadaki enerji kaybı toplam enerjinin %40'ı civarındadır. Atık hava nemi optimum olarak ayarlandığında ise, ısıtılacak temiz hava ve dışarıya atılan atık hava miktarı oldukça azalmakta, dolayısıyla atık hava ile dışarıya atılan enerji miktarı % 10 seviyelerine gerilemektedir (Tarakçıoğlu, 1984).



Şekil 2.8 Enerji tasarrufu önlemleri alınmamış ramöz ile enerji tasarruf önlemi alınan ramözün kıyaslanması (Tarakçıoğlu, 1984)

Atık hava klapeleri ve fanları bir elektronik kontrol ünitesi üzerinden servometrelerle ayarlanabilmektedir. Birkaç atık hava bacası olduğu durumda, çeşitli kısma valfleri bir koordinasyon merkezindeki servo-regülatör yoluyla ayrı ayrı izlenebilmektedir. Bu sayede farklı kamaralarda ortaya çıkan farklı buharlaşma seviyeleri de göz önüne alınabilmektedir (Karl, 1995).



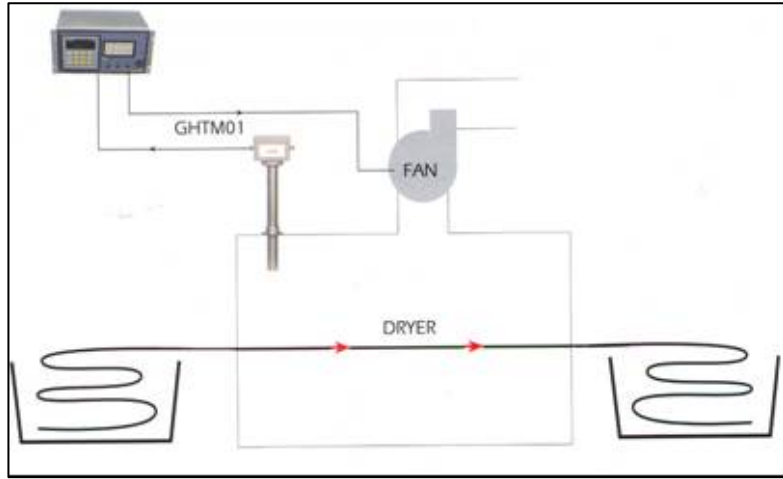
Şekil 2.9 Atık hava nem ölçüm cihazı (Pleva)

Atık havanın optimal miktarda nem almadan dışarı atılmasının önlenmesi ve dolayısıyla atık hava miktarının azaltılması, havadaki nemi ölçerek sağlanabilmektedir. Bugün piyasada havanın nemini değişik prensiplere göre ölçen donanımlar bulunmaktadır (örneğin, Pleva, Mahlo, Babcock).

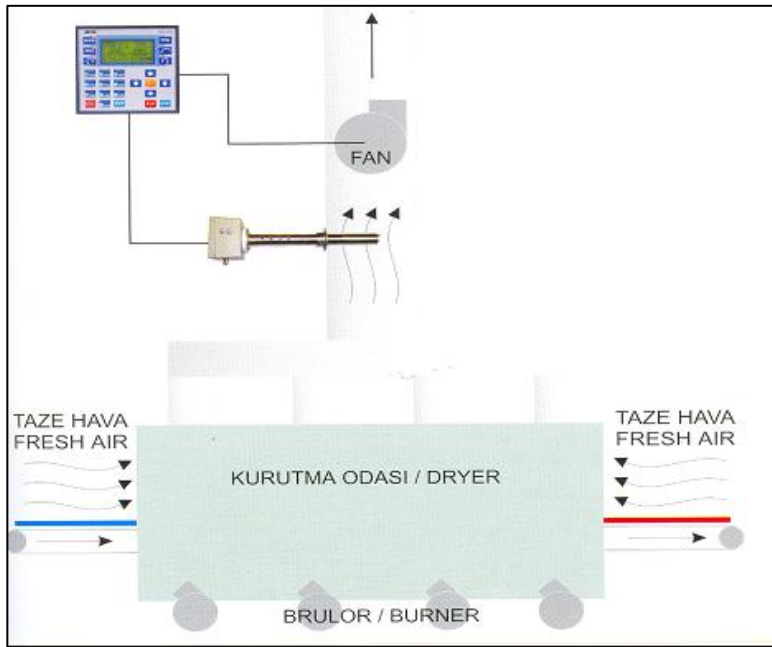
Atık hava neminin ölçümü, Mahlo firmasının üretmiş olduğu nem ölçüm cihazında sesin havada ve su buharındaki farklı yayılma hızına dayalı olarak ölçülmektedir. Atık hava akımına direkt olarak maruz bırakılan bir ses kaynağında (fluidic oscilator) ses üretilmektedir. Bu sesin frekansı, su buharı/hava karışım oranına bağlıdır. Sesin frekansı ısıdan bağımsız olarak ölçülebilmekte, sıcaklığın etkisi elektronik olarak kompanse edilmektedir (Karl, 1995).

Pleva firması tarafından üretilen nem ölçer ise termostatlakleştirilmiş ölçüm haznesinde LiCl-ölçüm kafası bulunmaktadır. Bu kafa, iç buharlaşma ile ölçülen havadaki su buharı kısmi basıncına göre oluşan denge sıcaklığını ölçerek, havadaki nem miktarını hesaplamaktadır (Tarakçıoğlu, 1984).

Atık hava nemi ölçüm cihazları oldukça pahalı olduklarından, bir ramözde her bölmeye bir nem ölçme ve ayarlama tertibatı konulamamaktadır. Bu nedenle, ramözde en fazla buharlaşmanın bulunduğu kamaranın içine (Şekil 2.10) veya atık hava kanalına, ya da ana atık hava bacasına (Şekil 2.11) yerleştirilebilmektedir. Birinci durumda yerleştirme yeri makinenin baştan 1/3'üne rastlayan kamaradadır. Bu çalışma şeklinin bir sakıncası, atık havadaki su buharı miktarının bu kamarada gerçekten optimal seviyede tutulması sağlanırken, özellikle son kamaralarda yine de gereğinden fazla (yeterince nem almamış) havanın dışarıya atılabilmesidir. Bilindiği gibi normal olarak ramözler gerekli temiz havanın önemli bir kısmını kumaş giriş ve çıkışındaki 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 oluşmakta, dolayısıyla giriş ve çıkıştaki yarıklardan soğuk hava emilimi artmaktadır. Buradan giren soğuk hava bu bölmelerdeki sıcaklığın düşmesine neden olacağından, örneğin bir termofiksaj işlemi sırasında mamulün sıcaklığı, kurutucudan çıkarken değil, henüz son bölmelere gelindiğinde düşmeye başlamakta böylece, bu son bölmeler termofiksaj işlemine katılmayan fakat enerji tüketen bölmeler haline gelmektedir. 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 terbiye 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.



Şekil 2.10 Atık hava nem ölçüm cihazının buharlaşmanın en yüksek olduğu kamaraya monte edilmesi



Şekil 2.11 Atık hava nem ölçüm cihazının atık hava bacasına monte edilmesi

Kurutma havasındaki nem miktarına bağı olarak atık hava miktarının otomatik olarak azaltılıp çoğaltılması, atık hava bacalarındaki klapelerin otomatik olarak açılıp kapanmasıyla sağlanabilmektedir. Ancak bu taktirde atık hava vantilatörü hep en yüksek güçle çalışmakta ve sağlanan hava akımının bir kısmı frenlenerek, pahalı elektrik enerjisi anerjiye dönüşmektedir. Daha pahalı fakat enerji tasarrufu bakımından optimal çözüm atık hava miktarını vantilatörlerin devir sayısı azaltılıp çoğaltarak ayarlamaktır.

2.5 Isı Geri Kazanım Sistemleri:

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapıldığı cihazlar, genelde ısı değiştirici olarak adlandırılmakta olup, pratikte termik santrallarda, kimya endüstrilerinde, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıt araçlarında, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısı depolanması vb. birçok yerde bulunabilmektedir.

Terbiye işletmelerinde kullanılan ısı değiştiricileri iki şekilde incelenebilir:

- Sıcak atık flottelerin ısı geri kazanımı için kullanılan ısı değiştiriciler
- Sıcak atık kurutma havasından ısı geri kazanımı için kullanılan ısı değiştiriciler

İşletme için uygun olan ısı geri kazanım yönteminin belirlenmesinden önce, kullanılacak ısı değiştiricinin işlem gereksinimlerinin dikkate alınması gerekmektedir. Bunlar:

- uygulanacak maksimum basınç

- normal operasyon için sıcaklık aralığı
- akışkan sınırlamaları
- mevcut büyüklük (boyut) aralığı (http://www.seav.vic.gov.au/ftp/advice/business/info_sheets/HeatRecoveryInfo_0_a.pdf)

Isı değıştircileri içinde yoğuşma ve buharlaşma gibi bir faz değışimi yoksa, bunlara duyulur ısı değıştircileri, içinde faz değışimi olanlara ise gizli ısı değıştircileri adı verilmektedir.

Çoğunlukla ısı değıştircilerinde akışkanlar, birbirleriyle karıştırılmadan ısı geçişinin doğrudan yapıldığı genelde metal malzeme olan katı bir yüzey ile birbirlerinden ayrılmaktadır. Bu tip ısı değıştircileri yüzeyli veya reküparatif olarak adlandırılmaktadır. Dolgu maddeli veya rejeneratif olarak adlandırılan diğer tip ısı değıştircilerinde, ısı geçişi doğrudan olmayıp, ısı önce sıcak akışkan tarafından döner veya sabit bir dolgu maddesine verilerek depo edilmekte, daha sonra bu dolgu maddesindeki ısı soğuk akışkana verilmektedir. Genel olarak reküparatif ısı değıştircilerindeki incelemeler zamandan bağımsız olmasına rağmen, rejeneratif ısı değıştircilerinde incelemeler zamana bağılı olmaktadır.

2.5.1 Isı Değıştircilerin Sınıflandırılması:

Pratikte çok değışik tipte bulunabilen ısı değıştircileri, Şekil 2.12’de verildiği gibi ısı geçiş şekline, konstrüksiyon özelliklerine, akış düzenlemesine, akış sayısına ve akışkanların faza değışimlerine göre çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir.

I) Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama	
I.1)	<i>Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştiricileri</i>
I.2)	<i>Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri</i>
II) Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama (Kompaktlık)	
II.1)	<i>Kompakt olmayan ısı değiştiricileri</i>
II.2)	<i>Kompakt ısı değiştiricileri</i>
III) Akışkan Sayısına Göre Sınıflama	
III.1)	<i>İki akışkanlı</i>
III.2)	<i>Üç akışkanlı</i>
III.3)	<i>n adet akışkanlı</i>
IV) Isı Geçişi Mekanizmasına Göre Sınıflama	
IV.1)	<i>İki tarafta da tek fazlı akış</i>
IV.2)	<i>Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış</i>
IV.3)	<i>İki tarafta da çift fazlı akış</i>
IV.4)	<i>Taşınım ve ışınlama beraber ısı geçişi</i>
V) Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama	
V.1)	<i>Borulu ısı değiştiricileri</i>
V.1.1)	Düz borulu ısı değiştiricileri
V.1.2)	Spiral borulu ısı değiştiricileri
V.1.3)	Gövde borulu ısı değiştiricileri
a)	Levha tipi şaşırtma
b)	Çubuk tipi şaşırtma
V.2)	<i>Levhalı ısı değiştiricileri</i>
III.2.1)	Contalı levhalı ısı değiştiricileri
III.2.2)	Spiral levhalı ısı değiştiricileri
III.2.3)	Lamelli ısı değiştiricileri
III.3)	<i>Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri</i>
III.3.1)	Levhalı kanatlı ısı değiştiricileri
III.3.2)	Borulu kanatlı ısı değiştiricileri
III.4)	<i>Rejeneratif ısı değiştiricileri</i>
V.4.1)	Sabit dolgu maddeli rejeneratörler
V.4.2)	Döner dolgu maddeli rejeneratörler
a)	Disk tipi
b)	Silindir tipi
III.5)	<i>Karıştırmalı Kaplar</i>
VI) Akıma Göre Sınıflama	
VI.1)	<i>Tek geçişli ısı değiştiricileri</i>
VI.1.1)	Paralel akımlı ısı değiştiricileri
VI.1.2)	Ters akımlı ısı değiştiricileri
VI.1.3)	Çapraz akımlı ısı değiştiricileri
VI.2)	<i>Çok geçişli ısı değiştiricileri</i>
VI.2.1)	Çapraz-ters ve çapraz-paralel akımlı ısı değiştiricileri
VI.2.2)	Çok geçişli gövde-borulu ısı değiştiricileri
VI.2.3)	n adet paralel levha geçişli ısı değiştiricileri

Şekil 2.12 Isı değiştiricilerin sınıflandırılması (Genceli, 1999)

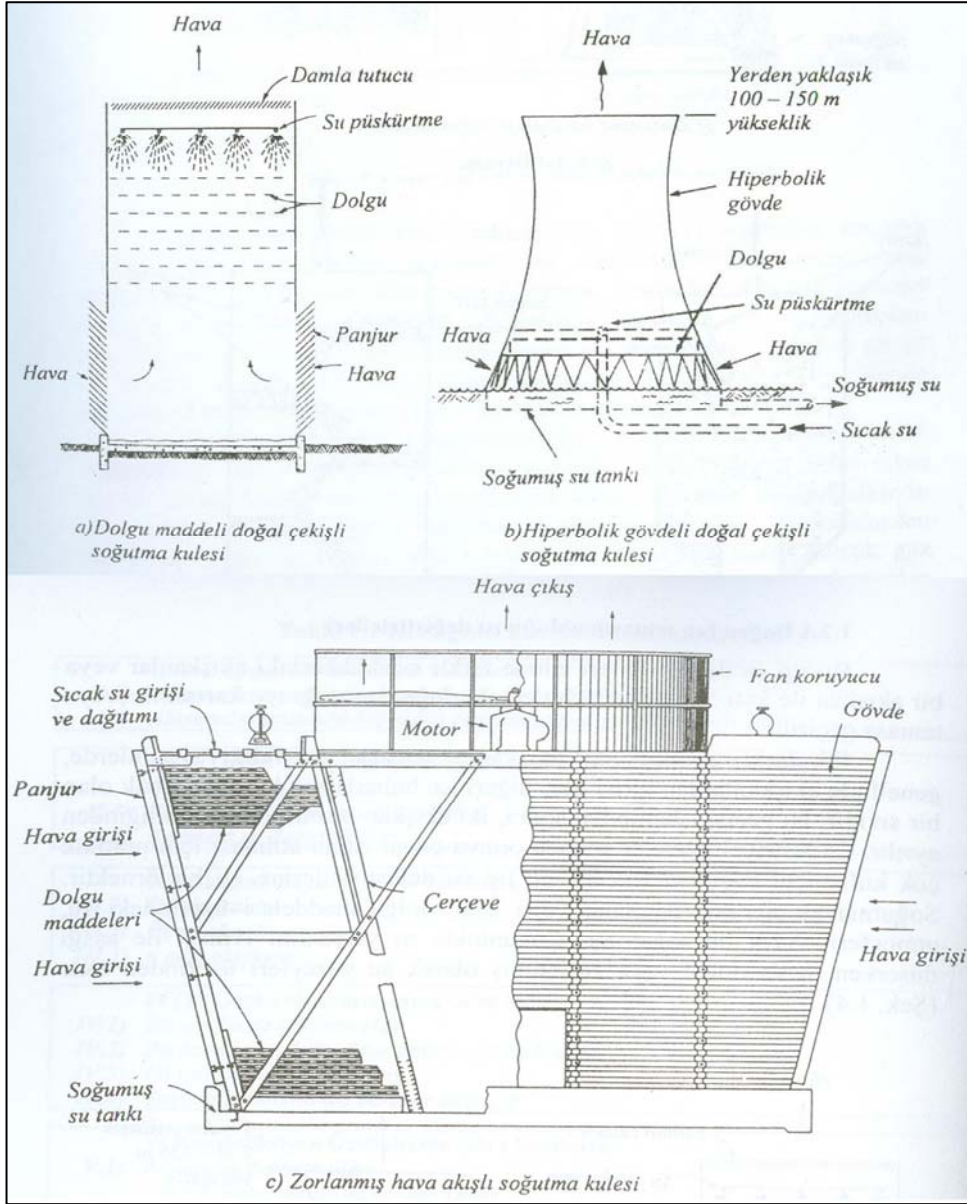
2.5.1.1 Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama

Bu sınıflamada, ısı değiştiricileri, akışkanlar arasından veya katı cisimler ile bir akışkan arasında doğrudan doğruya bir temasın olduğu veya olmadığı şekillerde olmak üzere iki grupta toplanmaktadır.

2.5.1.1.1 Doğrudan temasın olduğu ısı değiştiricileri

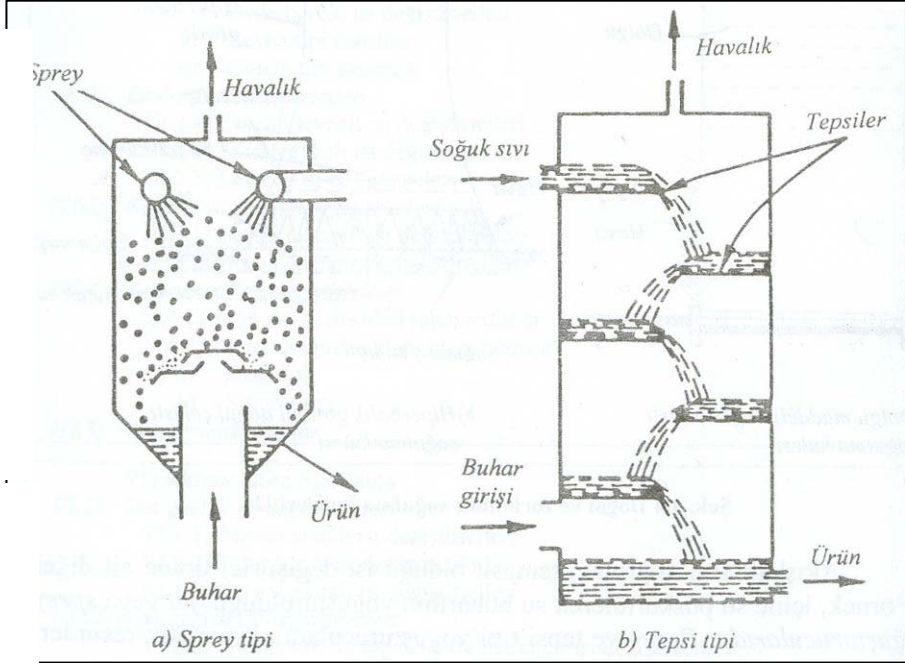
Bu tip ısı değiştiricileri içinde farklı sıcaklıklardaki akışkanlar veya bir akışkan ile katı maddeler birbirleri ile doğrudan doğruya karıştırılmakta veya temasa geçirilmektedir.

İki farklı sıcaklıktaki akışkanın temasa getirildiği sistemlerde, genellikle akışkanlardan birisi gaz, diğeri ise buharlaşma basıncı küçük olan bir sıvıdır. Isı geçişi işleminden sonra, iki akışkan birbirinden kendiliğinden ayrılmaktadır. Endüstriyel işlemler sonucu ortaya çıkan ısının atılması için pratikte çok kullanılan soğutma kuleleri bu tip ısı değiştiricilerine iyi bir örnektir. Soğutma kulelerinde damlalar veya ıslak dolgu maddeleri üzerindeki su, atmosferik hava ile soğutulmaktadır. Çoğunlukla su yerçekimi ivmesi ile aşağı düşerken, hava doğal veya zorlanmış olarak su yüzeyleri üzerinden akmaktadır (Şekil 2.13) (Genceli, 1999).



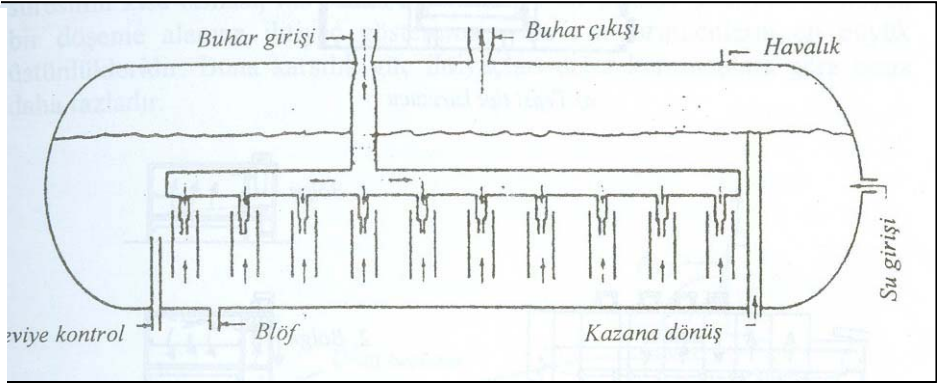
Şekil 2.13 Doğal ve zorlanmış soğutma kuleleri (Özişik, 1977)

Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştirici tipine ait diğer bir örnek, içine su püskürtülerek su buharının yoğunlaştırıldığı, jet veya sprej yoğunlaştırucularıdır. Sprej ve tepsi tipi yoğunlaştıruculara ait şematik resimler, Şekil 2.14’de verilmiştir.



Şekil 2.14 Sprej ve tepsi tipi yoğunlaştırucu prensip şemaları (Butterworth, 1977)

Su buharının kullanıldığı endüstriyel tesislerde, buhar akışının düzenlenmesinde kullanılan buhar akümülatörleri de doğrudan temaslı birer ısı değiştirici olarak göz önüne alınabilmektedir. Burada buhar akümülatörü dolarken buhar yoğunlaşarak ısını suya vermekte ve akümülatörün basıncını artırmaktadır, akümülatör boşalırken ise basınç azalırken su buharlaşarak sisteme buhar sağlamaktadır. Pratikte en çok kullanılan Ruths tipi bir buhar akümülatörünün prensip şeması Şekil 2.15’de verilmiştir.



Şekil 2.15 Ruths tipi buhar akümülatörü prensibi (Genceli,1995)

Farklı sıcaklıktaki katı maddeler ile gazların doğrudan temasta olduğu sistemler, pratikte genellikle bu maddelerin kurutulması veya soğutulması işlemlerinde kullanılmaktadır. Kurutma, maddeler içindeki su veya kolayca buharlaşabilen sıvıların, buharlaşma yoluyla bu maddelerden uzaklaştırılma işlemidir. Bu işlem esnasında ısı geçişinin yanı sıra, kütle geçişi de vardır. Tepsili, konveyör, döner ve sprej tipi sistemler, endüstride kurutma işlemlerinde karşılaşılan belli başlı örneklerdir.

Kurutma işlemlerinde kullanılan bir diğer yöntem de akışkan yataklı sistemlerdir. Bu sistemde, genellikle gaz olan akışkanlardan birisi içine küçük kum, kömür gibi katı tanecikler ilave edilerek, bu taneciklerin geçemeyeceği bir dağıtıcı üzerinde yatak oluşturulmaktadır. Taneciklerden meydana gelen bu yatakta düşey yönde gaz akışı sağlanırsa, küçük gaz hızlarında, gaz hareketsiz tanecikler arasından geçmektedir. Sabit yatak adı verilen bu durumda ortam, katı karakter özeliğindedir. Hızın biraz artırılması durumunda, tanecikler titreşmeye başlayarak dar bir alanda hareket etmektedirler. Hız biraz daha artırılırsa,

taneciklere etki eden ağırlık kuvveti ile direnç kuvveti denge haline gelmekte ve tanecikler gaz içinde asılı durumda gelişi güzel hareket etmektedir. Bu duruma minimum akışkanlaşma hızlı yatak adı verilmektedir. Gaz hızının biraz daha artırması durumunda düzgün akışkanlaşmış yatak elde edilmektedir. Bundan sonra gaz hızının daha da artırılması durumunda, gaz habbecikler halinde çıktığından habbeli akışkan yatak elde edilmektedir. Hız daha da artırılsa taneciklerin gaz ile taşındığı pnömatik transport oluşmaktadır. Akışkan yatakların aynen bir sıvı özellikleri göstermesi nedeniyle bu ad verilmiştir (Genceli, 1999).

2.5.1.1.2 Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri

Bu tiplerde ısı, önce sıcak akışkandan iki akışkanı ayıran bir yüzeye veya bir kütleye geçmektedir. Daha sonra ısı bu yüzeyden veya kütleden soğuk akışkana iletilmektedir. Yüzeyli, dolgu maddeli ve akışkan yataklı ısı değiştiricileri olmak üzere üç grupta incelenebilmektedir (Genceli, 1999).

2.5.1.1.2.1 Doğrudan ısı geçişi olan ısı değiştiricileri (Rekuperatörler):

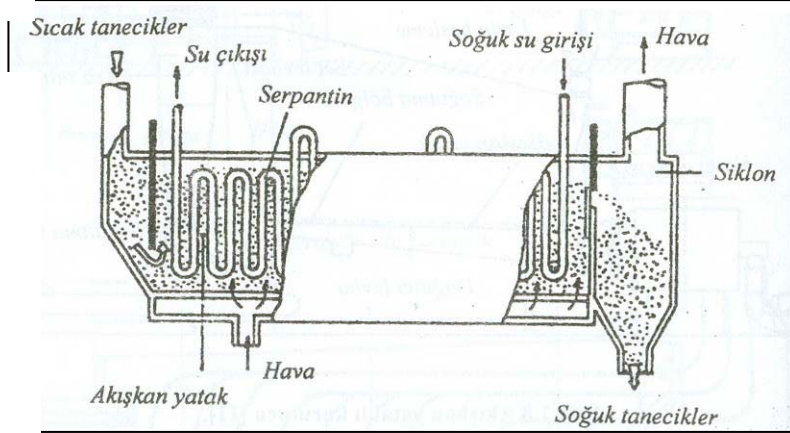
Bu tip ısı değiştiricilerinde farklı sıcaklıklardaki iki akışkan, ince cidarlı bir boru veya levha yüzeyleri ile birbirlerinden ayrılmaktadır. İki akışkan, ısı değiştirici içinde birbirlerine karışmadan hareket etmektedir. Bunların içinde hareketli bir makine elemanı yoktur ve bazen bunlar literatürde reküparatif ısı değiştiricileri olarak da adlandırılmaktadır. Pratikte karşılaşılan önemli tipleri, borulu, levhalı ve kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileridir.

2.5.1.1.2.2 Isının depolandığı ısı değıştircileri (Rejeneratörler):

Bu tipte önce sıcak akışkan belirli bir süre değıştirci içindeki dolgu maddesinin yüzeyleri üzerinden geçirilerek dolgu maddesini ısıtılmaktadır. Daha sonra ısınan bu dolgu maddesinin yüzeyleri üzerinden soğuk akışkan geçirilerek ısınması sağlanmaktadır. Bu tipten ısı değıştircilerine rejeneratör adı da verilmektedir. Gaz türbinli taşıtlarda, iklimlendirme tesisatlarında ısı geri kazanması için ısı tekerleğı olarak, yüksek fırınlarda, cam fabrikalarında ve buhar kazanlarında Ljungstrom tipi hava ısıtıcısı olarak kullanılabilir.

2.5.1.1.2.3 Akışkan yataklı ısı değıştircileri:

Akışkan yatağı, içinden diğeri bir akışkanın geçtiğı ısı geçiş boruları yerleştirilerek, taneciklerin doğrudan kurutulmasının yanı sıra, aralarında temasın olmadığı bir ısı değıştircisi tipi de elde edilebilmektedir (Şekil 2.16). Yatak içindeki taneciklerin geliş güzel hareketleri, ısı geçişini artırmakta ve yatak içinde yaklaşık sabit bir sıcaklık dağılımı sağlamaktadır. Akışkan içine yerleştirilen bir ısı değıştirci yüzeyi etrafındaki ısı taşınım katsayısı, aynı gaz hızındaki ısı taşınım katsayısından çok yüksek olmaktadır. Gaz hızının minimum akışkanlaşma hızının yaklaşık üç katında, ısı taşınım katsayısı bir maksimumdan geçmektedir. Bu değeri sonra, habbeli akışkanlaşmanın oluşumu nedeniyle, ısı taşınım katsayısında bir azalma görülmektedir. Akışkan yatak teknolojisi, kurutma, karıştırma, adsorbsiyonlu sistemlerde ve reaktör mühendisliğindeki ısı değıştircilerinin yanı sıra, akışkan yataklı yakma sistemlerinde de uygulama alanı bulmaktadır (Genceli, 1999).



Şekil 2.16 Akışkan yataklı ısı değiştirici (Kunii, 1969)

2.5.1.2 Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama (Kompaktlık)

Bu sınıflama için ısı değiştiricilerinde yüzey alanı yoğunluğu adı verilen ve β şeklinde ifade edilen bir büyüklük tanımlanmaktadır.

-> $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olan ısı değiştiricileri kompakt, $\beta < 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olanlar ise kompakt olmayan ısı değiştiricileri olarak göz önüne alınmaktadır. A ısı geçişi olan yüzeyi, V hacmi, K toplam ısı geçiş katsayısını, Δt_m ise ortalama logaritmik sıcaklık farkını göstermek üzere, değişik ısı değiştirici tiplerinde β büyüklüğü ile Q geçen ısı miktarları, aşağıdaki şekillerde tanımlanabilmektedir (Genceli, 1999):

$$\text{Gövde borulu} \dots \dots \dots \beta = (A_{\text{sıcak}} + A_{\text{soğuk}}) / V_{\text{toplam}} \quad Q = K (\beta/2) V_{\text{toplam}} \Delta t_m$$

$$\text{Levha ve kanatlı yüzeyli} \dots \dots \dots$$

$$\beta = A_{sıcak}/V_{toplam} \quad veya \quad Q = K (\beta V) \Delta t_m$$

$$A_{soğuk}/V_{toplam}$$

Rejenaratörler.....

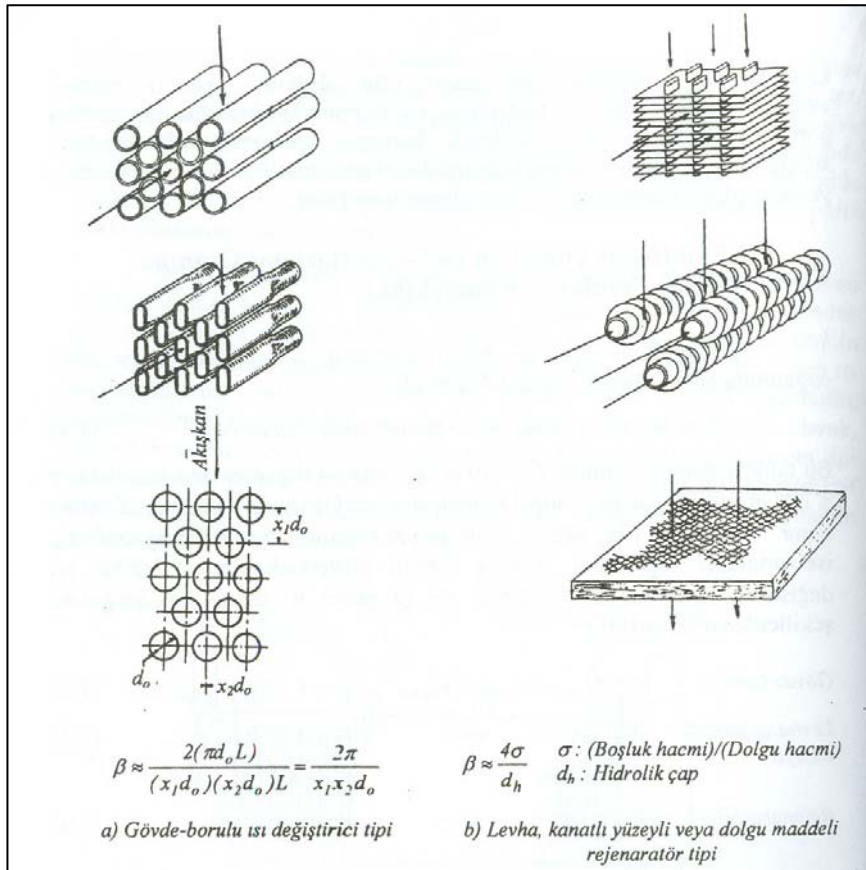
$$\beta = A_{sıcak}/V_{sıcak} \quad veya \quad Q = K (\beta V_{sıcak}) \Delta t_m$$

$$A_{soğuk}/V_{soğuk} \quad veya \quad K (\beta V_{soğuk}) \Delta t_m$$

Şekil 2.17’de görüldüğü gibi, ısı değiştiricilerdeki geometrik büyüklükler ile β kompaktlığı arasında yaklaşık birer bağıntı bulmak mümkündür.

Pratikte karşılaşılan çeşitli ısı değiştiricilerine ait fi yüzey alanı yoğunluğu değişim aralıkları değerleri Çizelge 2.7’de verilmiştir. Genellikle gaz akışkanlardaki ısı taşınım katsayıları, sıvı akışkanlara göre daha küçüktür. Bu nedenle, bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı bulunan ısı değiştiricilerinde, özellikle gaz tarafındaki yüzey alanı artırılmalıdır. Yüzey alanının veya diğer anlamda ısı değiştiricinin kompaktlığının artırılması, bu yüzeylere kanatların ilave edilmesi ile sağlanabilmektedir.

Kompakt ısı değiştiricileri ağırlıktan, hacimden kazanç sağladığı ve daha esnek bir projelendirmeye olanak sağladığı için kompakt olmayan ısı değiştiricilerine göre tercih edilebilmektedir. Buna karşılık, akışkanların en az birinin gaz olması, yüzeyi kirleten, korozif olan akışkanların kullanılamaması ve akış esnasında oluşan aşırı yük kayıplarını yenebilmek için ilave vantilatör veya pompa gücüne gerek duyulması, kompakt ısı değiştiricilerinin belli başlı sakıncalarıdır.



Şekil 2.17 Isı değıştirici geometrik boyutları ile kompaktlık arasındaki ilişki (Kays 1964).

Çizelge 2.7 Çeşitli ısı değiştiricileri için p yüzey alanı yoğunluğu aralıkları*

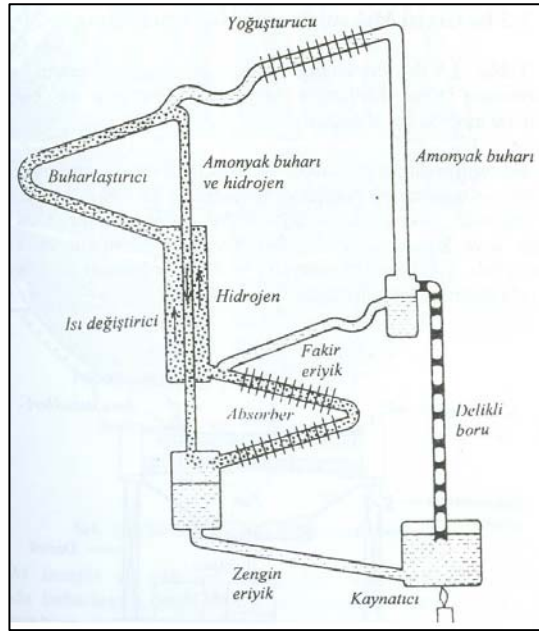
Isı değiştirici tipi	d , veya d_h (mm)	$\beta(m^2/m^3)$
Çıplak borulu gövde-borulu tip	7–50	70 – 500
Levha tipi	15–30	110–210
Kanatlı tipler	0,6–15	110–6000
Otomobil radyatörleri	2,5–6	600–1300
Soğutma tekniği ısı değiştirici tipleri	1,5–4	800 – 2200
Dolgu maddeli ısı değiştirici tipleri	0,2–2	1600–16000
Gaz türbini döner rejeneratörü	0,5–1	3000 – 7000
İnsan akciğeri	0,19	17500

*Not: Literatürde genel olarak $B > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (veya $d^* < 5 \text{ mm}$) olan ısı değiştiricileri kompakt olarak göz önüne alınmaktadır (Genceli, 1999).

2.5.1.3 Farklı Akışkan Sayısına Göre Sınıflama

Pratikteki birçok uygulamada, ısı değiştiricilerinde genellikle iki akışkan arasındaki ısı geçişi göz önüne alınmaktadır. Buna karşılık az da olsa bazı kimyasal işlemlerde, soğutma tekniğinde, havanın ayrıştırılmasında, hidrojenin saflaştırılması ve sıvılaştırılması gibi olaylarda üç akışkanlı ısı değiştiricileri ile karşılaşılabilir.

Üç akışkanla çalışan ısı değiştiricilerini kullanan bir sisteme örnek olarak, evsel ve taşıt araçlarında küçük kapasiteli, ($\text{NH}_3 + \text{su}$) eriyikli absorpsiyonlu tesislerde, H_2 gibi üçüncü bir nötr gaz kullanılarak elde edilen ısı enerjisi ile çalışan pompasız soğutma makinası gösterilebilmektedir (Şekil 2.18). Üç ve daha fazla akışkan ile çalışan ısı değiştiricilerinin teorik analizleri oldukça karmaşık olup tasarımları zordur.

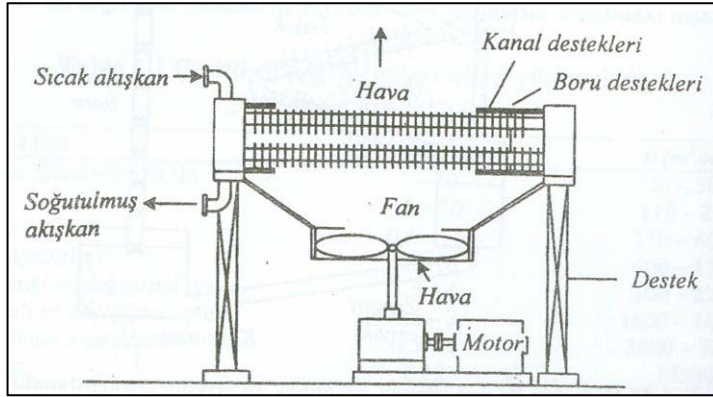


Şekil 2.18 Hidrojen ile dengelenen, amonyak-su eriyikli absorpsiyonlu soğutma makinesi basit şeması (Dossat, 1978)

2.5.1.4 Isı Geçişi Mekanizmasına Göre Sınıflama

2.5.1.4.1 İki tarafta da tek fazlı akış:

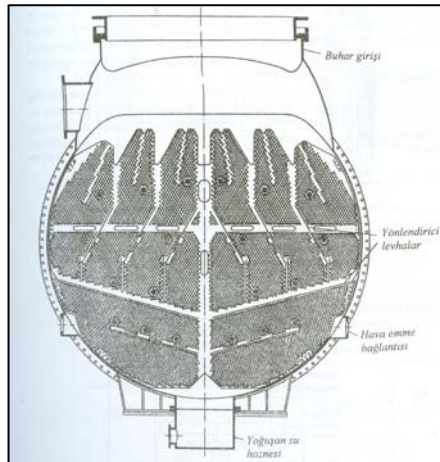
Isı değıştiricinin iki tarafındaki tek fazlı akışlardaki ısı taşınımı bir pompa veya vantilatör ile tahrik edilen zorlanmış ya da yoğunluk farkının doğurduğu doğal olarak olabilmektedir. Oda ısıtıcıları (radyatör veya konvektörleri), buhar kazanları ekonomizörleri ve hava ısıtıcıları, taşıt radyatörleri ve hava soğutmalı ısı değıştiricileri (Şekil 2.19) önemli uygulamalardır (Genceli, 1999).



Şekil 2.19 Hava soğutmalı ısı değişirici.

2.5.1.4.2 Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış:

Bu değıştiricilerinin bir taraflarında zorlanmış veya tek fazlı akış varken, diğer taraflarında kaynamakta veya yoğunlaşmakta olan iki fazlı akış vardır. Bunlara ait örnekler, termik santrallerin yoğunlaştırucuları (Şekil 2.20), soğutma sistemlerinin yoğunlaştırucusu veya buharlaştırıcısı ile buhar kazanları sayılabilir.

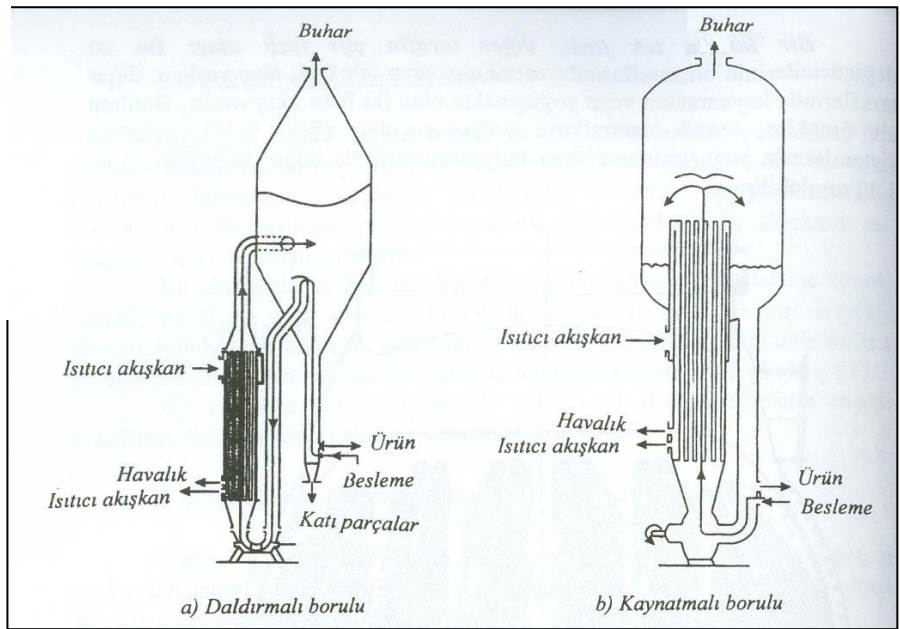


Şekil 2.20 Termik santral yoğunlaştırucusu kesiti

2.5.1.4.3 İki tarafta da çift fazlı akış

Bu tip ısı değiştiricilerin bir tarafında buharlaşma, diğer tarafında yoğuşma işlemi vardır. Bu tipler hidrokarbonların distilasyonunda, yüksek basınçlı buhar kullanılarak alçak basınçlı buhar elde edilmesinde kullanılmaktadır (şekil 2.21).

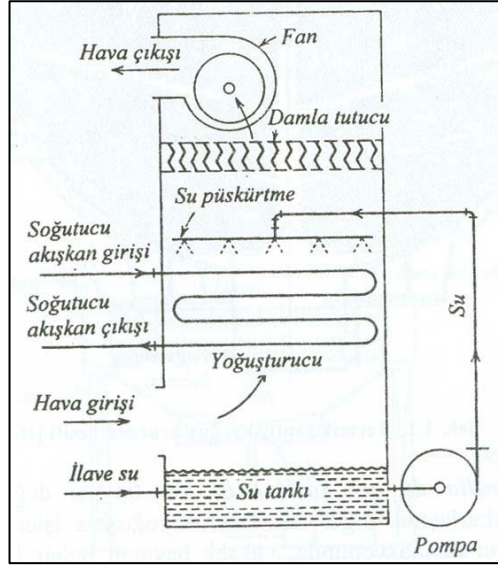
Bu ısı değiştiricilerine ait diğer iki örnek, su püskürtmeli yoğuşturucular ve su püskürtmeli buharlaştırıcılar verilebilmektedir. Yüzeyli ısı değiştiricilerinde bir akışkan yoğuşarak havaya ısı veriyorsa veya buharlaşarak havadan ısı alıyorsa bu hava içine su püskürtölmek suretiyle ısı geçişi daha etkin bir hale sokulabilmektedir(Genceli, 1999).



şekil 2.21 Zorlanmış akışlı buharlaştırıcılar

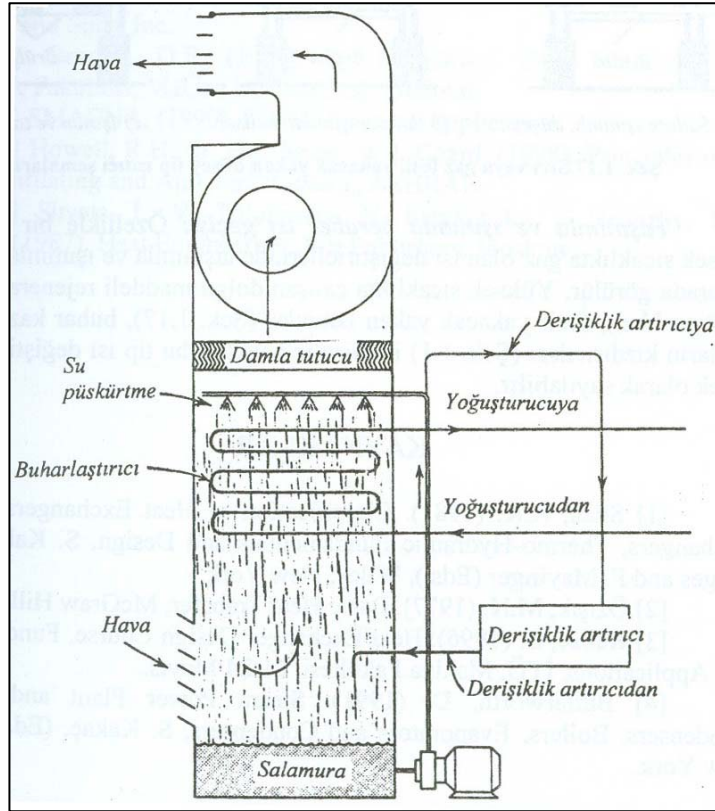
Şekil 2.22'de su püskürtmeli bir yoğuşturucu şeması görölmektedir. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan buharları, bu tip ısı

değiştiricisinde hava ile yoğuşturulurken, hava içine su püskürtüldüğünde, suyun buharlaşması nedeniyle, bu durumda su püskürtülmemiş kuru yüzeyli yoğusturucudan daha fazla ısı çekmektedir.



Şekil 2.22 Su püskürtmeli (buharlaşmalı) yoğusturucu (Dossat, 1978).

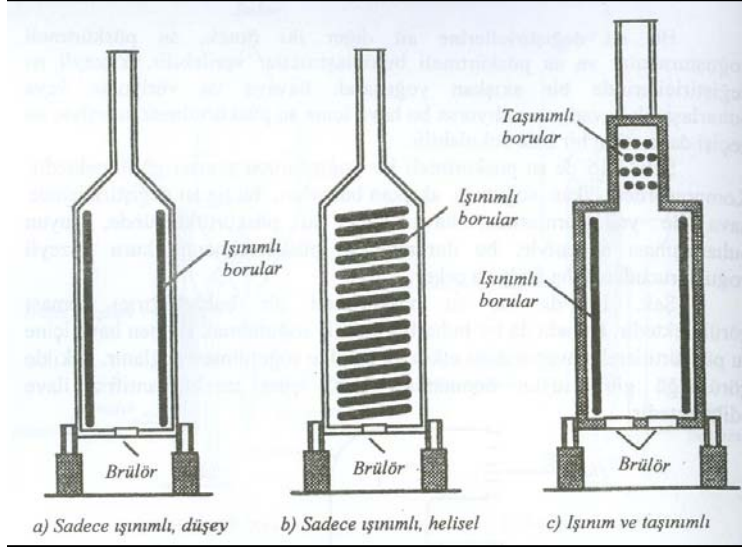
Şekil 2.23’de ise su püskürtmeli bir buharlaştırıcı şeması görülmektedir. Burada da bir buharlaştırıcı ile soğutulmak istenen hava içine su püskürtülerek havanın daha etkin bir şekilde soğutulması sağlanmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi, suyun donmaması için, içine sürekli antifriz ilave edilmektedir.



Şekil 2.23 Su püskürtmeli (buharlaşmalı) buharlaştırıcı (Dossat, 1978).

2.5.1.4.4 Taşınım ve ısınlımla beraber ısı geçişı:

Özellikle bir tarafında yüksek sıcaklıkta gaz olan ısı değiştiricilerinde taşınım ve ısınlımla ısı geçişı bir arada görölmektedir. Yüksek sıcaklıkta çalışan dolgu maddeli rejeneratörler, fosil yakacak yakan ısıtıcılar (Şekil 2.24), buhar kazanları ve bunların kızdırıcıları ile piroliz ocakları bu tip ısı değiştiricilerine örnek olarak sayılabilmektedir.



Şekil 2.24 Sıvı veya gaz fosil yakacak yakan düşey tip ısıtıcı şemaları.

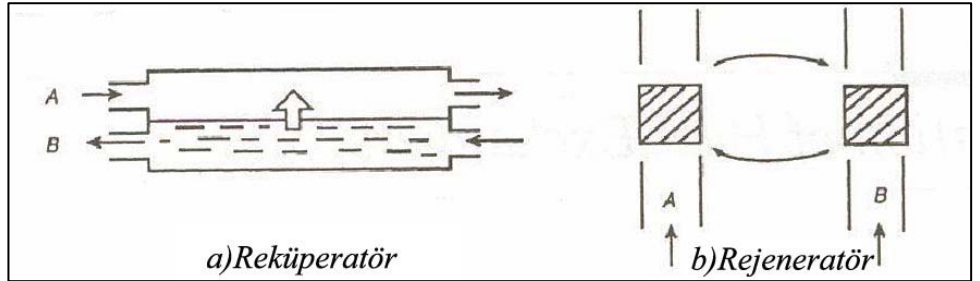
2.5.1.5 Konstrüksiyonlarına Göre Sınıflandırılma

Isı değıştircileri genelde konstrüksiyon özelliklerine göre iki temel grupta karakterize edilmektedirler.

- Reküperatörler
- Rejeneratörler

Şekil 2.25’de gösterildiği gibi iki akışkan arasında ısı transferinin gerçekleştiği konvansiyonel ısı değıştircilere reküperatör denilmektedir. A, B akışkanının ısını geri kazanmaktadır. Isı transferi ayırıcı bir yüzey vasıtasıyla ya da direkt temas tipindeki ısı değıştircilerde olduğu gibi iki akışkanın yüzeysel teması ile gerçekleşmektedir. Rejeneratörlerde veya depolama kütleli ısı değıştircilerinde ise aynı akış pasajı (matrix) dönüşümlü olarak iki akışkandan birisi tarafından kullanılmaktadır. Isı

önce sıcak akışkan tarafından depolanmakta, daha sonra soğuk akışkana verilmektedir (Hewitt et. al., 1994).



Şekil 2.25 Reküperatif ve rejeneratif sistemler

2.5.1.5.1 Reküperatörler

Rekuperatif tipindeki ısı değıştirciler de kendi aralarında üç ana grupta toplanabilirler:

1. Borulu Isı Değıştirciler
2. Levhalı(Plakalı) Isı Değıştirciler
3. Kanatlı(Genişletilmiş yüzeyli) Isı Değıştirciler

2.5.1.5.1.1 Borulu Isı Değıştirciler

Borulu ısı değıştircileri, esas olarak borulardan yapılmaktadırlar. Bir akışkan borunun içerisinden akarken, diğerk akışkan borunun dışından akmaktadır. Boru çapı, boru sayısı, boru uzunluğu, boru adımı ve boru düzenlemesi değıştirilebilmektedir. Bu nedenle borulu ısı değıştircilerinin tasarımlarında oldukça esneklik vardır.

Borulu ısı değıştirciler, aşağıdaki gibi sınıflandırılabilirler:

1. Çift (Düz) borulu
2. Gövde borulu

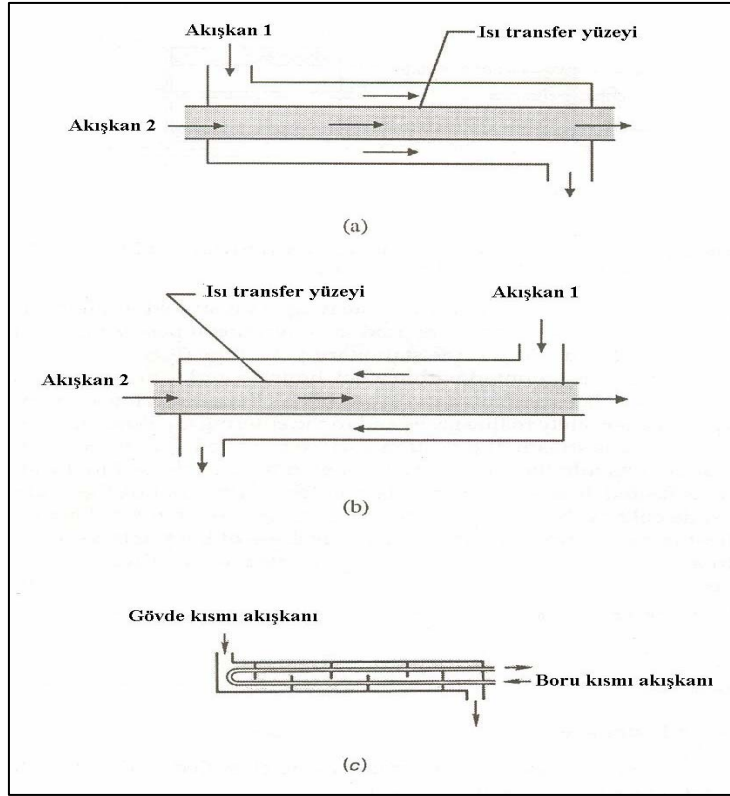
3. Spiral borulu

2.5.1.5.1.1.1 Çift (Düz) Borulu Isı Değiştiriciler

Çift (Düz) borulu ısı değiştiricileri en basit ısı değiştirici tipidir (Şekil 2.26 ve 2.27.a,b). Bir borunun daha büyük çaplı bir boru içerisine eşmerkezli olarak yerleştirilmesi ile elde edilmektedirler. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğeri dışarıdaki borudan akmaktadır. Bu ısı değiştiriciler, istenen basınç kaybı ve sıcaklık farkı gereksinimlerini karşılamak için çeşitli seri ve Paralel konfigürasyonlar şeklinde düzenlenebilmektedir. İçteki boru tek veya çok borulu olabilmektedir. Eğer halkadaki ısı taşınım katsayısı düşükse eksensel kanatçıklara sahip iç boru (veya borular) kullanılabilir. Esas kullanım alanı, küçük ısı transfer alanlarının (50 m^2 'ye kadar) gerektiği proses akışkanlarının ısıtılması ve soğutulması içindir. Sıcaklık aralığı: ($-200 \text{ }^{\circ}\text{C}$) ile ($600 \text{ }^{\circ}\text{C}$) arasında değişmektedir. Özel malzemeler ile bu sıcaklık aralığı genişleyebilmektedir (Yılmaz et.al., 2000)



Şekil 2.26 Çift borulu ısı değiştirici (Kakaç et.al., 1999)



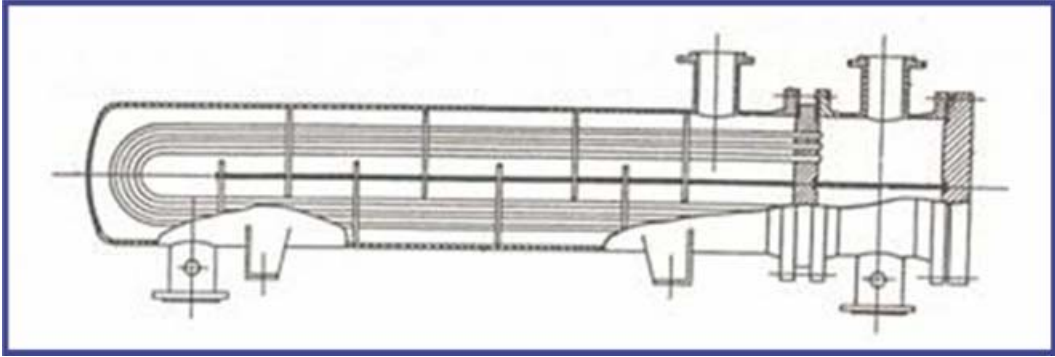
Şekil 2.27 İndirekt temas tipi ısı değıştirciler.

(a) ve (b) çift borulu, (c) gövde-borulu ısı değıştirci (Kakaç et.al., 1999)

2.5.1.5.1.1.2 Gövde Borulu Isı Değıştirciler

Proses endüstrisinde en yaygın olarak kullanılan ısı değıştirci tipidir; yaklaşık olarak kullanılan tüm ısı değıştircilerinin % 60'ı gövde borulu ısı değıştircidir. Gövde borulu ısı değıştirci, boru eksenine gövdenin eksenine paralel olacak şekilde büyük silindirik gövde içine yerleştirilen birbirine paralel yuvarlak borulardan yapılmaktadır (Şekil 2.28, 2.29). Akışkanlardan birisi boruların içinden, diğeri akışkan ise gövde tarafında borulara paralel veya çapraz olarak akmaktadır. Temel

elemanları; borular (veya boru demeti), gövde, iki baştaki kafalar, boruların tespit edildiği ön ve arka ayna ile gövde içindeki akışı yönlendiren ve borulara destek olabilen şaşırtma levhaları ve destek çubuklarıdır. Isıl görev, basınç düşümü, basınç seviyesi, kirlenme, imalat yöntemi ve maliyeti, korozyon ve temizleme problemlerine bağlı olarak çeşitli gövde tarafı ve boru tarafı akış düzenlemeleri kullanılmaktadır.



Şekil 2.28 Gövde-borulu ısı değiştirici (Kakaç et.al., 1999)



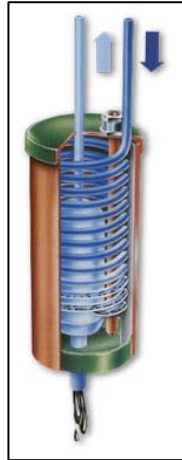
Şekil 2.29 Gövde-borulu ısı değiştirici enine kesiti

Hemen hemen tüm uygulamalar için kullanılabilir; örneğin petrol rafinerileri, termik santraller, kimya endüstrisi vs. Son derece esnek ve sağlam dizayna sahiptir. Temizleme için demonte edilebilecek,

sökülebilecek şekilde dizayn edilebilmektedir. Bakımı ve tamiri kolaydır, piyasada çok kolay bir şekilde bulunabilmektedir. Bu ısı değıştircilerini sağlayan firma sayısı oldukça fazladır. Çoklu üniteleri yapmak kolaydır. Birçok metal ile imal edilebildiğinden akışkan sınırlaması çok azdır. Bunun yanı sıra yüksek plan alanı gerektirmesi, demeti sökebilmek için ekstra alan gereksinimi gibi dezavantajları mevcuttur ve 16 bar basınç ve 200 °C sıcaklığın altındaki koşullarda plakalı ısı değıştircileri daha ucuz olabilmektedir (Yılmaz et.al., 2000)

2.5.1.5.1.1.3 Spiral Borulu Isı Değıştirciler

Bir gövde içine yerleştirilen spiral şeklinde sarılmış bir veya daha fazla borulardan oluşmaktadır. Isı transfer katsayısı, spiral bir boruda düz bir borudakinden daha yüksek olmaktadır. Isıl genişlemenin oluşturduğu gerilme problemleri yoktur. Bu tip ısı değıştirciler temiz akışkanlar için kullanılabilir, çünkü ısı değıştircisinin temizlenmesi neredeyse imkânsızdır (Genceli, 1999).



Şekil 2.30 Spiral Borulu Isı değıştircisi

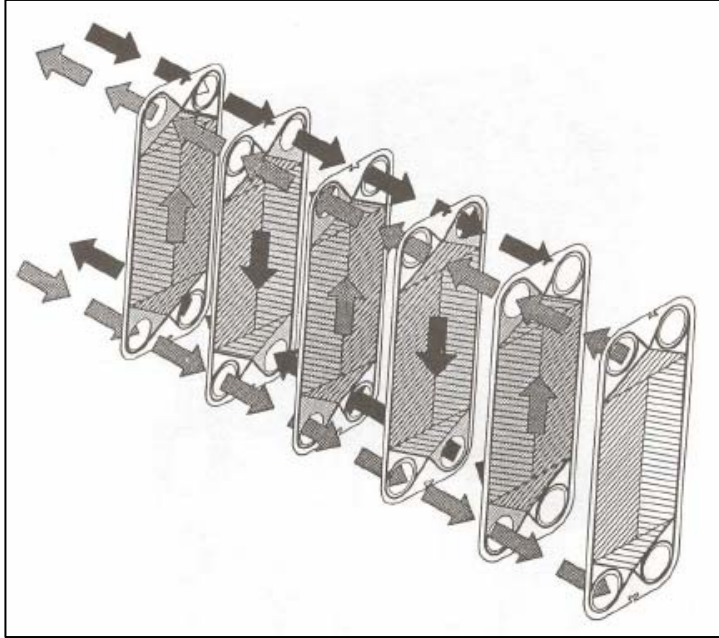
2.5.1.5.1.1 Plakalı (Levhalı) Isı Değiştiriciler

Plakalı ısı değiştiricileri, akış kanallarını oluşturan ince plakalardan yapılmaktadırlar. Akışkan akımları düz ya da oluklu plakalar ile ayrılmaktadır. Bunlar, gaz, sıvı veya iki-fazlı akımların herhangi bir kombinasyonu için ısı transfer etmek amacıyla kullanılmaktadırlar. Bu tip ısı değiştiriciler aşağıdaki gibi sınıflandırılmaktadırlar:

1. Contalı-plakalı
2. Spiral plakalı
3. Lamelli tipler

2.5.1.5.1.1.1 Contalı-Plakalı Isı Değiştiriciler

Tipik bir contalı-plakalı ısı değiştiricisi şekil 2.31'de gösterilmektedir. Contalı plakalı ısı değiştiricileri, ince metal plakaların bir çerçeve içerisine sıkıştırılarak paket haline getirilmesi suretiyle yapılmaktadırlar. Her bir metal plakanın dört tarafında akışkanların geçebilmesi için delikler vardır. Plakalar birleştirilip paket yapılırken uygun contalar kullanılarak akışkanların birbirine karışması ve dışarıya sızıntı yapması önlenmektedir. Plakalar arasındaki boşluklardan, sıcak ve soğuk akışkanlar birbirlerine karışmadan akmaktadırlar (Genceli, 1999).

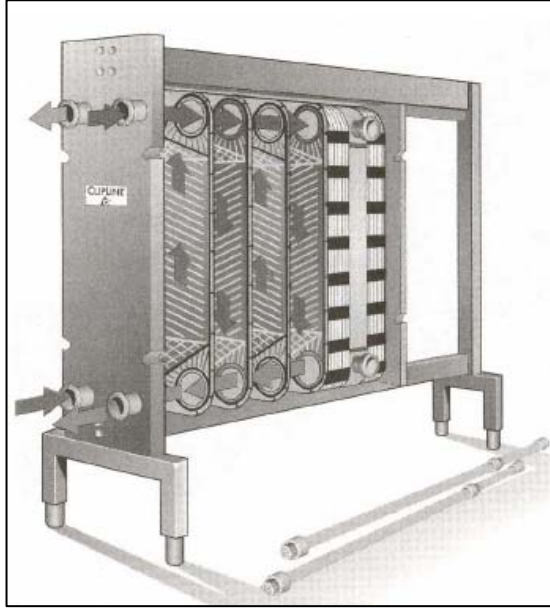


Şekil 2.31 Contalı-plakalı ısı değıştiricinin akış diyagramı (Kakaç et.al., 1999)

Maksimum basınç normal olarak 25 bar (mutlak)'dır. Özel dizaynlarla 40 bar (mutlak)'a çıkabilmektedir. Sıcaklık aralığı normal olarak (-25 °C) ile (+175 °C) arasında değişmektedir. Özel malzemeler ile bu sıcaklık aralığı genişleyerek (-40 °C) ile (+200 °C) olmaktadır (Yılmaz et.al., 2000). Plakalar ince olduğundan maliyet düşüktür ve kullanılabildiği yerlerde normal olarak en ekonomiktir. Erişilebilirliği iyidir, muayene ve temizleme için kolayca açılabilir, esnektir, ekstra plakalar ilave edilebilmektedir. Az akışkan miktarıyla kısa alıkoyma zamanına sahiptir. Bu nedenle sıcaklığa duyarlı veya pahalı akışkanlar (örneğin makyaj ve parfümeri malzemeleri) için uygundur. Kirlenmesi azdır, genellikle düşük kirlenme katsayıları mümkündür. Modüler konstrüksiyona sahiptir ve bakım kolaylığı avantajı vardır. Kolaylıkla sökülüp temizlenebilmektedir. Akışkanlar arası karışma

olasılığı azdır, kaçaklar dış tarafa doğrudur. Isı değiştirici içinde sıcak ve soğuk bölgeler oluşmamaktadır.

Plakaların düzlemsel oluşu, conta malzemeleri ve çerçevenin konstrüksiyonu nedeniyle yüksek basınçlara ıkılamamaktadır. Plakalar, korozyon dikkate alındığında, organik çözgenler için uygundur fakat contalar uygun olmayabilmektedir. Sızıntı riski vardır, contalar daima sızıntı riskini artırmaktadır. Conta malzemeleri, belli akışkanların kullanımını sınırlayabilmektedir. Sıcaklık, conta malzemesi tarafından sınırlandırılmıştır. Conta zamanla özelliğini kaybetmekte, bu nedenle belirli zamanlarda bu contaları değiştirmek gerekmektedir. Gaz iki-fazlı akış için genellikle uygun değildir.

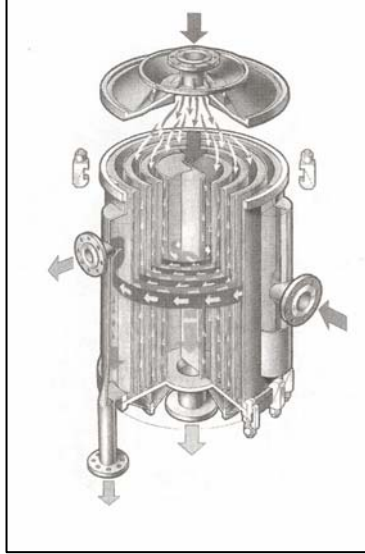


şekil 2.32 Contalı-plakalı ısı değiştirici (Alfa Laval, 1980)

2.5.1.5.1.1.2 Spiral Plakalı Isı Değiştiriciler

Spiral plakalı ısı değiştiricileri, her biri bir akışkan için olmak üzere iki uzun paralel plakanın spiral, paralel kanal oluşturacak şekilde spiral olarak sarılması ile elde edilmektedir (şekil 2.33). Her spiral kanaldaki metal yüzeylerin mesafesi, iki plaka arasına konulan saplamalar ile sağlanmaktadır. Saplamaların mesafesi 5 ila 20 mm olabilmektedir (Kakaç et.al., 1999). Bu sayede akış oranına bağlı olarak istenilen mesafe sağlanabilmektedir. Bu da ideal akış şartları ve böylece mümkün olan en küçük ısıtma yüzeyinin sağlanması anlamına gelmektedir.

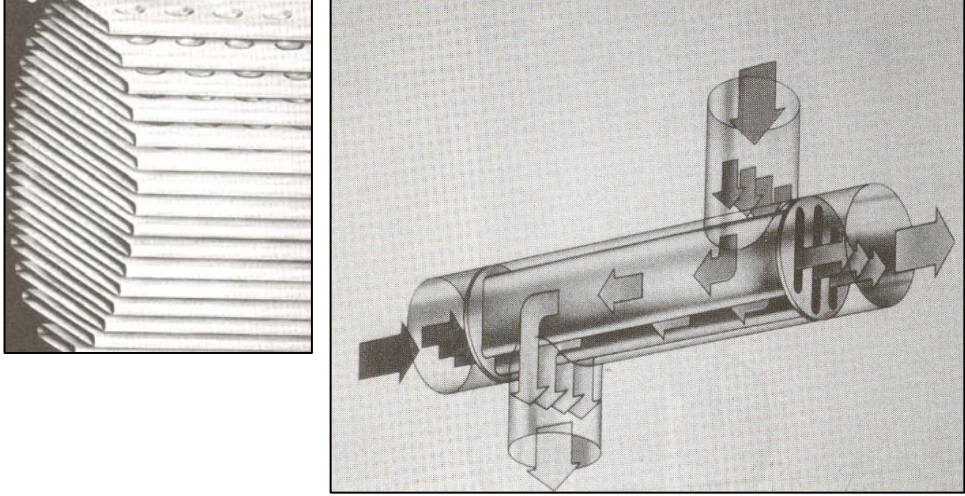
Spiral ısı değiştiriciler oldukça kompakttır, fakat özel fabrikasyona bağlı olarak kısmen pahalıdır. Belli bir yüzey alanı için maliyetleri genel olarak plakalı ısı değiştiricileri ile gövde borulu ısı değiştiricileri arasındadır. Tek bir ünite için tipik yüzey alanı 0.5-350 m² arasında değişmektedir. Maksimum çalışma basıncı (15 bar'a kadar) ve sıcaklığı (500 °C'a kadar) sınırlıdır. Spiral ısı değiştiriciler özellikle viskoz sıvılar, süspansiyonlar için kullanışlıdır. Kirli ve tortulu akışkanlar için uygundur fakat temizlenmesi plakalı ısı değiştiricileri kadar kolay değildir. Akış dağılımı iyi ve yüksek hızlar kullanılabildiğinden sıcaklığa duyarlı akışkanlar için çok uygundur. İstenirse plakalar üzerine oluklar yapılarak ısı transferi iyileştirilebilmektedir.



Şekil 2.33 Spiral Plakalı ısı değıştirici (Alfa Laval, 1980)

2.5.1.5.1.1.3 Lamelli Isı Değıştiriciler

Bir gövde içine yassılaştırılmış borulardan (lameller) yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile elde edilmektedir (Şekil 2.34). Lameller genellikle nokta veya elektrikli dikiş kaynağı ile birbirlerine tutturulmaktadır. Akışkanlardan birisi lamelli boruların içinden akarken, diğer akışkan lamellerin arasından akmaktadır. Gövde içerisinde şaşırtma levhaları yoktur. Akış tek geçişli olup, aynı yönlü veya karşıt akışlı düzenleme kullanılabilmektedir (Genceli, 1999).



Şekil 2.34 Lamelli ısı değıştirci (IPPC, 2002)

Dizayn basınçları çapa bağı olarak 35 bar basınca kadar çıkabilmektedir. Sıcaklık, teflon conta kullanıldığında 220°C 'ye, asbest conta ve paslanmaz çelik kullanıldığında 500°C 'ye kadar çıkabilmektedir. Tek bir ünite için tipik yüzey alanı $1\text{-}1000\text{ m}^2$ arasında değışmektedir. Isı transfer katsayıları gövde borulu ısı değıştircilerinkinden büyük fakat plakalı ısı değıştircilerinkinden küçüktür. Kullanım alanları kağıt, besin ve kimya endüstrileridir. Özellikle gaz-gaz görevleri için uygundur. Malzemeler karbon, paslanmaz çelik, titanyum, Incoloy ve Hastelloy'dur. Akışkan bakımından sadece konstrüksiyon malzemesi sınırlaması vardır (Yılmaz et.al., 2000).

Tam karşıt akış elde edildiğinden ısı verimleri yüksektir. Hidrolik çap küçük olduğundan büyük ısı taşınım katsayıları elde edilebilmektedir. Gövde borulu ısı değıştircilerinden daha kompakttır.

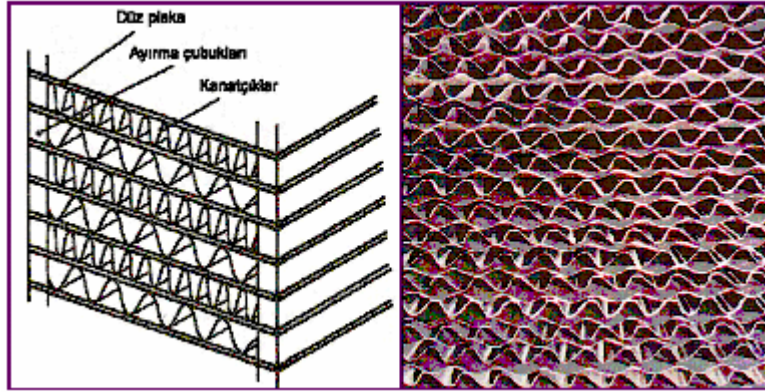
Düzgün akış yollarına sahiptir ve minimum kirlenme eğilimine sahiptir. Kimyasal temizleme etkin bir şekilde yapılabilen ancak lamellerin iç taraflarının mekanik olarak temizlenmesi zor olmaktadır.

2.5.1.5.1.1 Kanatlı (Genişletilmiş) Yüzeyli Isı Değiştiriciler

Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiricileri, ısı transfer alanını artırmak amacıyla esas ısı transfer yüzeyi (borulu veya plakalı) üzerinde kanatçıklar veya ilaveler bulunan ısı değiştiricileridir. Gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısı, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısından çok düşük olduğundan, kanatçıklar gaz tarafında kullanılmaktadır. En yaygın tipleri plakalı-kanatlı ve borulu-kanatlı ısı değiştiricileridir.

2.5.1.5.1.1.1 Plakalı-Kanatlı Isı Değiştiriciler

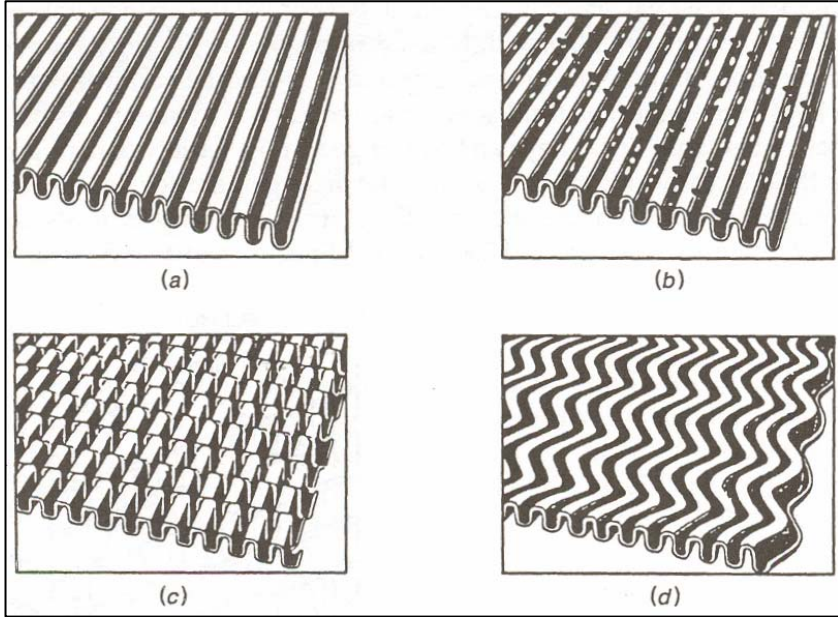
Kanatlar, paralel plakalar halindeki yüzeyler arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak edilerek tespit edilmektedir. Kanatlar, düz, delikli, tırtıllı, zikzak, vs. şekillere sahiptir (Şekil 2.35). İki tarafında da gaz akışkan bulunan ısı değiştiricilerinde ısı geçiş yüzeyinin iki tarafına da kanat, gaz ve sıvı akışkanlar ile çalışan ısı değiştiricilerinde ise genellikle sadece gaz tarafına kanat konulmaktadır (Genceli, 1999).



Şekil 2.35 Plakalı-kanatlı ısı değıştirici

Birim hacim için ısı transfer alanı yaklaşık $2000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'tür ve oldukça kompakt ünitelerdir. Isı değıştiricinin girişinde, kanatlar boyunca ve kanattan kanada iyi bir akış dağılımını sağlamak için özel taksim sistemleri bulunmaktadır. Plakalar genellikle 0,5 ila 1 mm ve kanatlar da 0,15 ila 0,75 mm kalınlığındadırlar. Isı değıştiricinin tümü alüminyum alaşımlarından yapılmakta ve çeşitli komponentler tuz banyosunda ya da vakum altında kaynatılmaktadır (Kakaç et. al., 1998).

Plakaların arasında bulunan oluklu levhalar ekstra ısı transfer alanı oluşturmakta ve düz plakaların rijitliğini de artırarak basınca dayanıklı hale getirmektedir. Oluklu levhaların çok değışik şekillerde dizayn edilmiş olanları bulunmaktadır (Şekil 2.36).



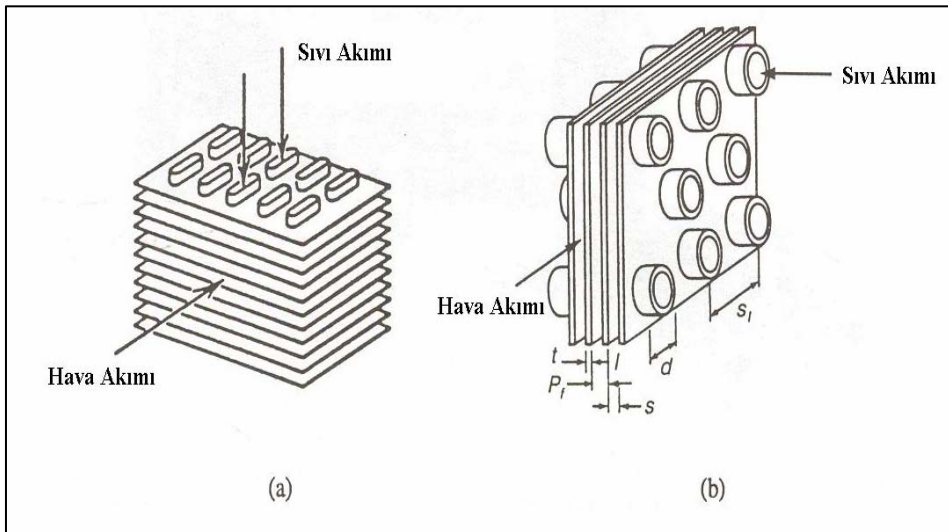
Şekil 2.36 Plakalı-kanatlı ısı değıştiricilerin farklı dizaynlarına ait örnekler
(Butterworth, 1991)

Çapraz-akışlı veya karşıt-akışlı akış konfigürasyonuna sahip olabilmektedirler. Düşük ağırlığa sahiptirler ve çoklu akım kullanılabilir. Sadece temiz akışkanlar ile kullanılmaktadırlar.

Kullanım alanları, gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma ve iklimlendirme tesisleri, elektronik devrelerin soğutma devreleri ile enerji geri kazanım sistemleridir.

2.5.1.5.1.1.2 Borulu-Kanatlı Isı Değişiriciler

Borulu kanatlı ısı değışiriciler genellikle gaz-sıvı uygulamalarında kullanılmaktadır. Gaz kısmının ısı transfer katsayısı genellikle sıvıya nazaran oldukça düşük olduğundan, kanatlar bu kısımda bulunmaktadır. Bu tip ısı değışiriciler, boru demetlerinden ve bunlara dışarıdan bağlanmış kanatlardan oluşmaktadır (Şekil 2.37). Borular dairesel ya da oval kesitli olabilmektedir. Kompakttır, kompaktlığı $3300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerine kadar ulaşabilmektedir. Kullanım alanları, güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, taşıt araçları, iklimlendirme ve soğutma tesisatlarıdır. Isı değışiricinin kullanılabilme sıcaklığı kanatların boruya tespit şekline bağlıdır. Kanatların oluşturduğu ilave basınç kayıpları göz önüne alınmalıdır.



Şekil 2.37 Borulu-kanatlı ısı değışiriciler (Alfa Laval, 1980)

2.5.1.5.2 Rejenatörler

Bu ısı değıştircilerinde ısı önce sıcak akışkan tarafından bir ortamda depo edilmekte, daha sonra sıcak akışkana verilmektedir. Isı geçişı dolaylı olmaktadır. Rejenaratör içinde ısının depolandığı gözenekli elemanlara ise dolgu maddesi veya matris adı verilmektedir. Rejenaratörlerin başlıca üstünlükleri şunlardır:

- β yüzey alan yoğunluğu (kompaktlık) çok büyük değere çıkabilmektedir.
- Diğer ısı değıştircilerine göre ilk yatırım masrafı daha azdır.
- Sistemin kendi kendini temizleme özeliğı vardır.

Bunlara karşılık bu ısı değıştircinin sakıncaları ise şunlardır:

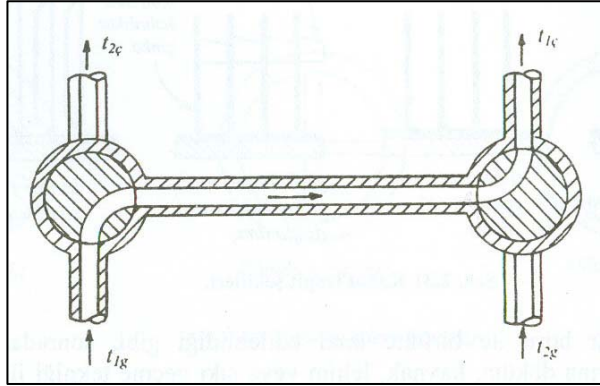
- Sadece gaz akışkanlarda kullanılabilmektedir.
- Sıcak ve soğuk akışkanlar arasında her zaman bir miktar kaçak vardır.
- Akışkanlar birbirlerine etki edebiliyor ise bu tip ısı değıştirciler kesinlikle kullanılamamaktadır.

Pratikte dönen ve sabit dolgu maddeli ile paket yataklı olmak üzere üç grup rejenaratör tipi ile karşılaşmaktadır (Genceli, 1999).

2.5.1.5.2.1 Sabit dolgu maddeli rejenaratörler

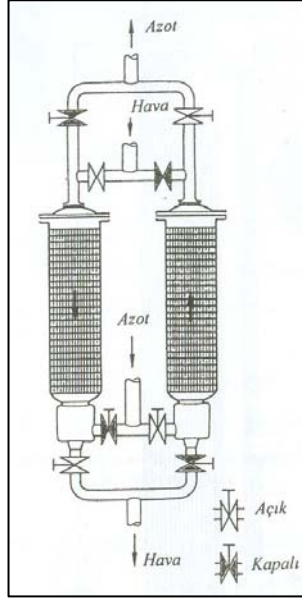
Bu tipe bazen periyodik çalışan ısı değıştircileri adı da verilmektedir. Sabit dolgu maddeli bir rejenaratörün içindeki akımın şematik gösterimi Şek. 2.38'de verilmiştir. Belirli zamanlarda klapeler döndürülerek, dolgu maddesi içinden sıcak veya soğuk akışkan geçişı

gerçekleştirilmektedir. Sistemin sürekli çalışmasını sağlayabilmek için aynı tipten en az iki rejeneratöre gerek duyulmaktadır. Birçok işletmede ise üç veya dört rejeneratör aynı anda kullanılmaktadır.



Şekil 2.38 Sabit dolgu maddeli rejeneratörde akımın şematik gösterilişi

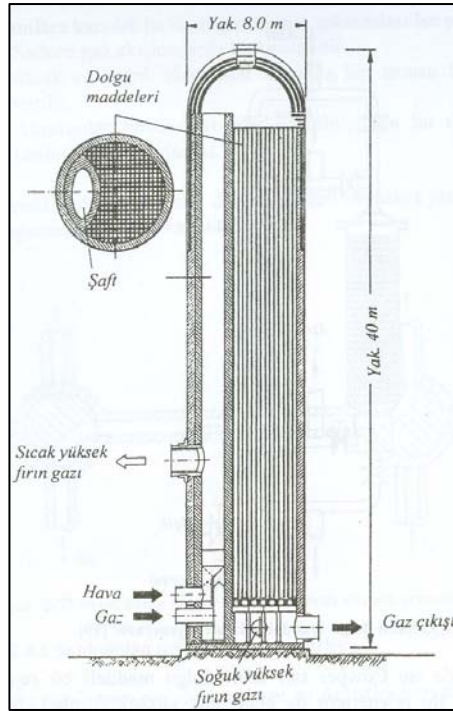
Şekil 2.39'da havanın soğutularak sıvılaştırıldığı işletmelerde kullanılan ikiz tipten bir rejeneratör görülmektedir. Klapelerin periyodik olarak açılıp kapanması ile azot gazı ile soğutulmak istenen havanın rejeneratör içinden geçişleri ayarlanmaktadır. Isı geçişini sağlayan kanallar, gözenekli veya kafesli malzemelerden imal edilmiştir. Bu tiplerde ısı yutucu malzemeler olarak, ince çelik ve alüminyum levhalar kullanılabilir. Çok düşük sıcaklıklardaki soğutmalarda ince alüminyum levhalar ondüleli hale getirilerek kaydırılmış olarak yerleştirilmektedir. Bu şekilde kanallar arasında 1 mm gibi küçük boşluklar elde edilebilmektedir.



Şekil 2.39 Sabit dolgu maddeli ikiz bir rejeneratör (VDI-Heat Atlas, 1993)

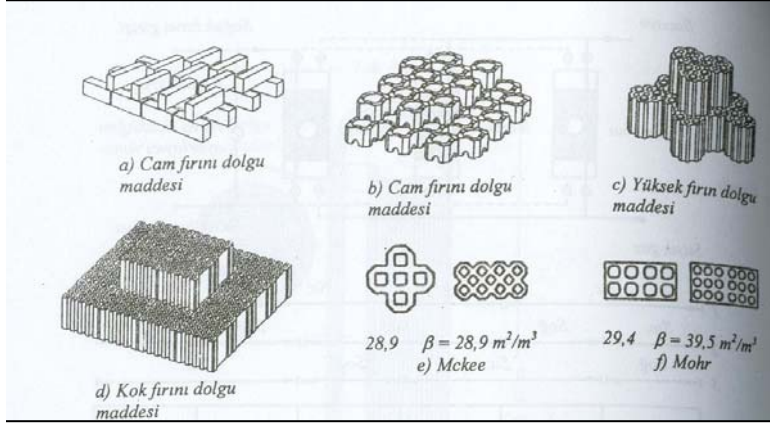
Şek. 2.40'de ise Cowper tipi sabit dolgu maddeli bir rejeneratör örneği verilmiştir. Bu rejeneratör de genellikle yüksek fırınları, Siemens-Martin ocakları ve cam fabrikaları gibi yüksek sıcaklıklarda çalışan yerlerde uygulama alanı bulmaktadır. Bu rejeneratörlerde genellikle sıcak duman gazları yardımıyla yakma havası ısıtılmaktadır.

Bu rejeneratörlerde dolgu maddesi olarak kullanılan malzemeler yaklaşık 1400 °C gibi yüksek sıcaklıklara dayanıklı olup, kalınlıkları yaklaşık 200 mm değerinde ısınma ve soğuma periyotları 1 ila 2 saat arasındadır. Korozyif ortamlarda çalışan kimya endüstrisinde kullanılan rejeneratör tiplerinde dolgu maddesi kalınlığı 40 mm değerine kadar düşerken, ısınma ve soğuma periyotları ise yaklaşık 15 dakika değerine kadar azalabilmektedir.



Şekil 2.40 Cowper tipi sabit dolgu maddeli bir rejeneratörün boyuna ve enine kesitleri
(VDI-Heat Atlas, 1993)

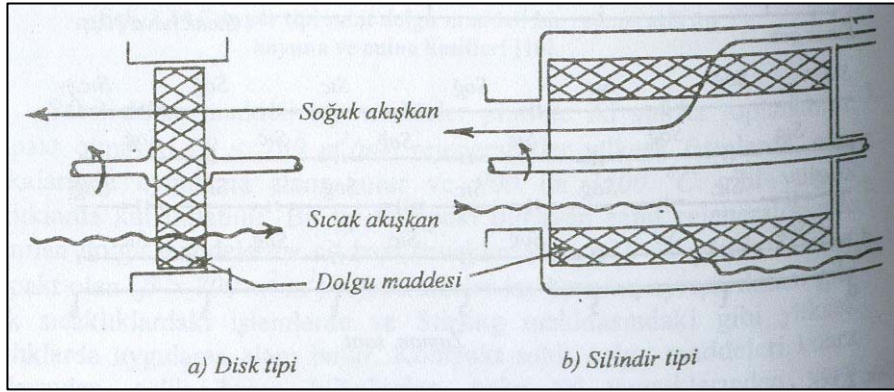
Sabit dolgu maddeli rejeneratörler pratikte iki sınıfta toplanabilmektedir. Kompakt olmayan ($\beta < 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$) rejeneratörler yüksek fırınlarda, cam fabrikalarında uygulama alanı bulmakta ve 900 ila $1500 \text{ }^\circ\text{C}$ gibi yüksek sıcaklıklarda kullanılabilmektedir. Bu tip kompakt olmayan sabit rejeneratörlerde kullanılan dolgu maddelerine ait bazı örnekler Şekil 2.41’de görülmektedir. Kompakt olan ($\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$) rejeneratörler ise havanın ayrıştırılması gibi düşük sıcaklıklardaki işlemlerde ve Stirling makinesindeki gibi yüksek sıcaklıklarda uygulama alanı bulmaktadır. Kompakt sabit dolgu maddeleri kuarz çakıllarından, çelik, bakır, bilyelerden, bakır tel yumaklarından veya düzensiz yerleştirilmiş elek teli ile çubuklardan yapılmaktadır.



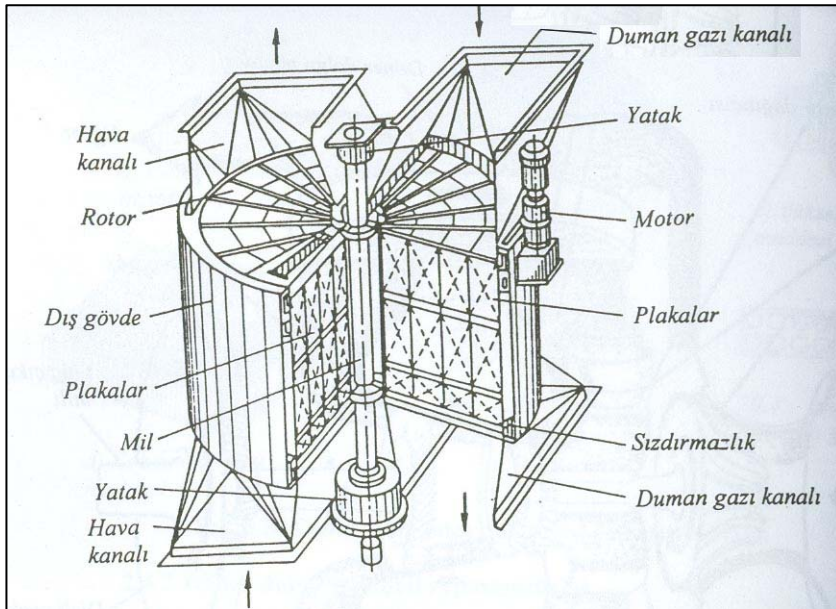
Şekil 2.41 Çeşitli sabit dolgu maddeleri geometrileri (VDI-Heat Atlas, 1993)

2.5.1.5.2.2 Döner dolgu maddeli rejeneratörler

Bunlar da disk ve silindir tipi olmak üzere iki grupta toplanabilmektedir (Şekil 2.42). Bu tip rejeneratörler genellikle gaz türbinlerinde, buhar kazanlarında, cam fabrikalarında yakma havasının sıcak duman gazları ile ısıtılmasında, iklimlendirme tesisatlarında enerji ekonomisi için çok kullanılmaktadır. Buhar kazanlarında kullanılan ve çoğunlukla Ljungstrom tipi olarak adlandırılan bir uygulamanın perspektif görünüşü ise Şekil 2.43'da görülmektedir.



Şekil 2.42 Döner dolgu maddeli rejeneratörler (Kays, 1964)



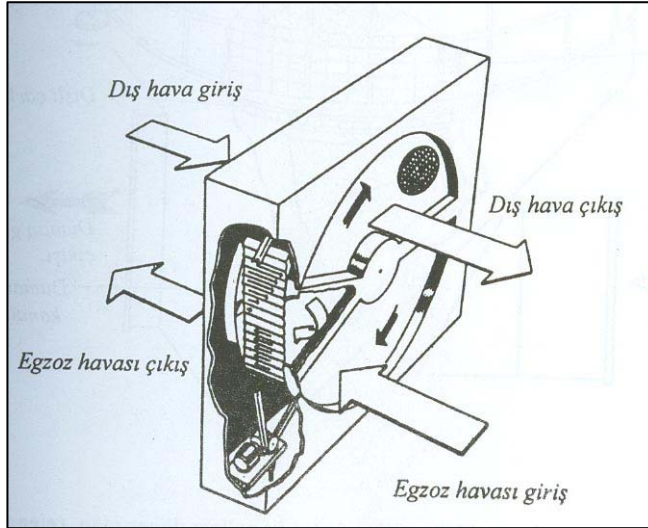
Şekil 2.43 Ljungstrom tipi rejeneratif hava ısıtıcısı (Genceli, 1999)

Bu tip ısı değiştiricilerinin dolgu maddeleri, akış esnasında fazla basınç kaybı meydana getirmeyen, üzerlerinde birikinti olmayacak ve iki gaz arasındaki kaçakları en az değere indirecek geometriler tercih edilmektedir. Gazların birbirine karışmasına mani olmak için alınan önlemlere rağmen yine de dolgu maddelerinin boşluklarında gaz kalması nedeniyle, akışkanların birbirine karışımı tam olarak önlenememektedir. Döner dolgu maddeli rejenatörlerde akışkanların karışımı daha fazla olmaktadır. Buna karşılık döner dolgu maddeli olanların sürekli çalışması, sabit dolgu maddeli rejeneratörlere göre üstünlük sağlamaktadır(Genceli, 1999).

Döner (devirli) rejeneratörlerin en iyi bilinen örneği Isı Tekerleği'dir (şekil 2.44). Isı tekerleği, iki bitişik kanal içermektedir. Kanallardan birisi atık gazı içermekte, diğerinden ise ısıtılmak istenen gaz ters akımlı olarak geçmektedir. Isı tekerleğinde, ısı depolama kütlesi olarak metal, seramik, sünger, kaplanmış amyant karton gibi çok değişik malzemeler kullanılabilmektedir. Önemli olan, bu malzemedeki yapılacak tekerleğin hava geçirgenliğinin bulunması ve yüzeyinin mümkün derece büyük olmasıdır.

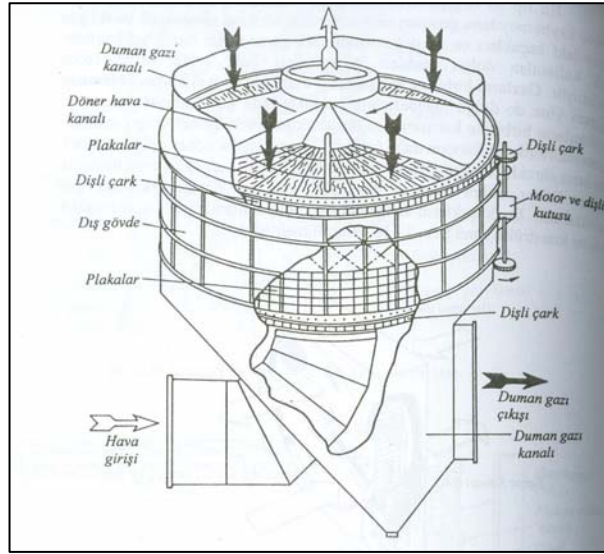
Bu sistemde ısı kazanılacak atık gaz ile ısıtılacak gaz (kurutucuya giren temiz hava veya işletmenin ısıtılmasında kullanılacak temiz hava) yan yana bulunan iki kanaldan ters yönlerde geçirilmektedir. Isı tekerleğinin yarısı sıcak atık hava, yarısı da temiz soğuk hava kanalında bulunmakta ve tekerlek dönmektedir. Isı tekerleğinin sıcak atık hava kanalında bulunan kısmı, buradan geçen sıcak havadan ısı enerjisi alarak depolamakta ve dönüş nedeniyle bu kısım soğuk hava kanalına geldiğinde de depoladığı ısı enerjisini bu kanaldan geçen soğuk havaya vermektedir. Yatırım maliyeti oldukça düşük olan bu sistemde atık ve temiz hava akımlarının birbirinden tamamen ayrılması

sağlanamamaktadır. Atık havadan bir miktar pislik ve nemin, temiz havaya taşınma tehlikesi vardır.



Şekil 2.44 İklimlendirme tesisatlarında kullanılan ısı tekerleği

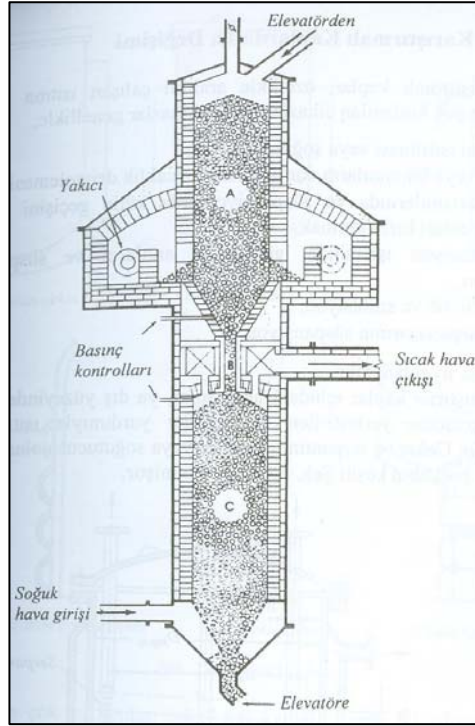
Döner rejeneratif ısı değiştiricilerin diğer bir konstrüksiyonu da Şekil 2.45’de verilmiştir. Ljungstrom tipinden farklı olarak ısı değiştiricisinde ısı geçişini sağlayan tambur dönmeyip, sıcak soğuk gaz bağlantı kanalları döndürülmektedir. Bu şekilde döndürülmesi gereken kütle azaldığından bir enerji tasarrufu sağlanabilmektedir.



Şekil 2.45 Isıtıcı plakaları sabit, gaz giriş, çıkış kanalları döner olan rejeneratif hava ısıtıcısı (Genceli, 1999)

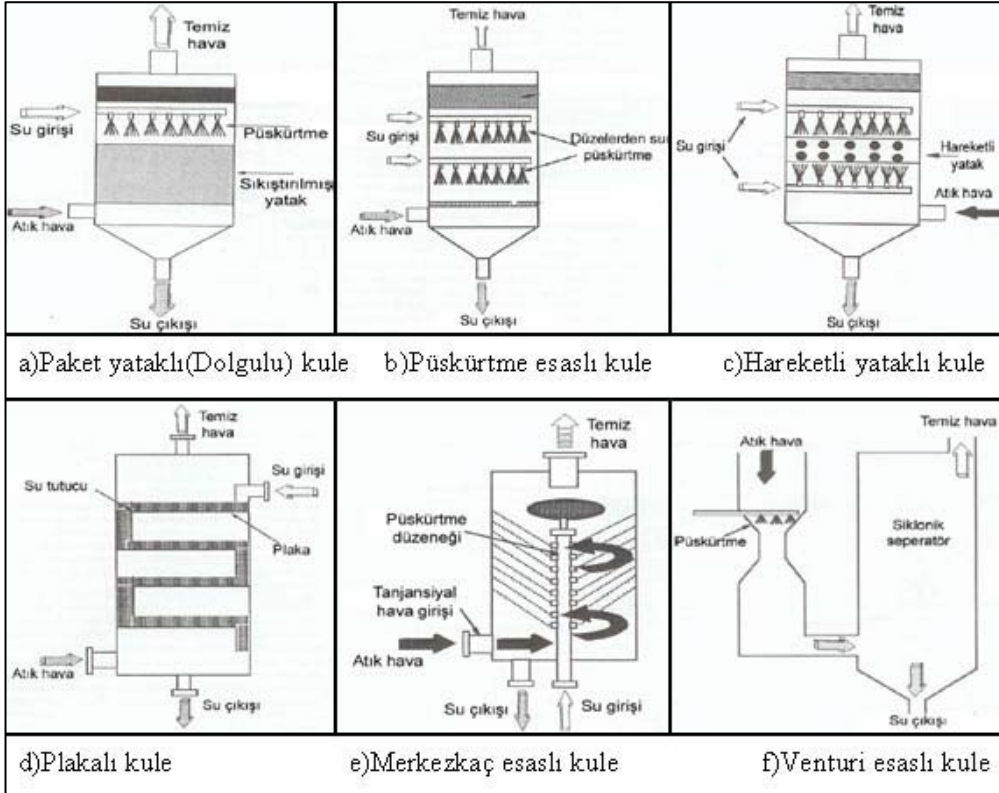
2.5.1.5.2.3 Paket yataklı rejeneratörler

Devamlı çalışabilen dolgu maddeli ısı değişticilerine diğer bir örnek de Şekil 2.46'de verilen paket yataklı rejeneratördür. Küresel, silindirik veya farklı şekilli taneli parçacıklar A silindirik gövdesine yerleştirilmektedir. Sıcak gazlar, tanecikler arasında geçerken bu tanecikleri ısıtmaktadır. B boğazından C silindirik kısmına aktarılan tanecikler, burada ısıtılmak üzere istenen soğuk gaz ile temasa getirilmektedir.



Şekil 2.46 Paket yataklı rejeneratör (Babcock and Wilcox Co.).

Paket yataklı rejeneratif kuleler sanayide çok farklı uygulamalarda kullanılabilmektedir. Özellikle kimya endüstrisinde gaz absorpsiyonu, destilasyon, ısı ve kütle transferi uygulamaları, gazların karıştırılması, sıvı-sıvı ekstraksiyonunda; kurutucuların baca gazı emisyonlarının giderilmesinde kullanılabilmektedirler (Banchero, 1978). Şekil 2.47’de atık baca gazları ve sıvıların birbiriyle temas ettirilerek atık havanın temizlendiği çeşitli yıkama kulesi sistemleri gösterilmiştir (Mujumdar, 1995).



Şekil 2.47 Gaz sıvı teması sağlayan çeşitli yıkama kulesi sistemleri

Paket yataklı (dolgu) kulelerdeki gaz-sıvı teması sürekli ve sürekli olarak gerçekleşmektedir. Genelde sıvı, dolgu yüzeyi üzerinden aşağıya doğru akmakta; gaz (veya buhar) ise, ters yönlü akımla yukarıya doğru çıkmaktadır. Ancak, bazı gaz absorpsiyonu kolonlarında eş yönlü (paralel akım) akışlar kullanılabilmektedir. Dolgulu kulelerde diğer kulelerden farklı olarak inert katı dolgu maddesi kullanılmaktadır. Tepede, sıvı girişi, sıvı dağıtma boşluğu ve gaz çıkışı, dipte ise, gaz girişi, gaz dağıtma boşluğu

ve sıvı çıkışı bulunmaktadır. Şekil 2.49’de tipik bir dolgulu kolon(kule) gösterilmiştir.

Gaz absorpsiyonu için kullanılan bir dolgulu absorpsiyon kolonuna sıvı halde giren saf çözücü veya çözünen bileşenin seyreltik çözeltisi (zayıf çözelti), dağıtıcı yardımıyla, dolgunun tepesinden dağıtılmakta ve ideal bir çalışmada, dolgu yüzeyi üniform bir şekilde ıslatılmaktadır. Çözünen bileşeni içeren gaz (zengin gaz), dolgunun altındaki dağıtma boşluğuna girmekte ve dolgu boşluğundan, sıvı akışıyla ters yönde, yukarı doğru çıkmaktadır. Dolgu, sıvı ile gaz arasında büyük bir temas alanı sağlamaktadır. Zengin gazdaki çözünen bileşen kolona giren taze sıvı tarafından absorplanmakta ve kalan seyreltik gaz (zayıf gaz) kolonu tepeden terk etmektedir. Sıvı, kolon boyunca aşağı aktıkça zenginleşmekte ve oluşan derişik çözelti (kuvvetli çözelti), kolonu dipten terk etmektedir. Dolgulu bir kolonun çalışması iyi bir sıvı ve gaz dağılımının korunmasına bağlıdır. İyi temas, özellikle geniş çaplı kolonlarda en zor sağlanan şarttır.

İdeal olarak, sıvı, dolgunun tepesinde dağıtıldıktan sonra, kolon boyunca ve tüm dolgu yüzeyinden, ince film halinde aşağı doğru akmaktadır. Ancak filmler, bazı yerlerde ince, bazı yerlerde kalın olma eğilimini göstermektedir. Böylece, sıvı, ince derecikler oluşturmakta ve kolon boyunca, belli yollardan akmaktadır. Özellikle düşük sıvı hızlarında, dolgu yüzeyinin çoğu kuru kalabilmekte veya en iyi halde, durgun bir film ile kaplı olabilmektedir. Bu etki, kanallaşma olarak bilinmektedir ve geniş kolonların kötü çalışmasının başlıca nedenidir. Orta büyüklükte kolonlarda, kolon çapı dolgu parçacığı çapının en az 8 katı alınarak, kanallaşma en aza indirilebilmektedir (Bolat, 2002).

Kolonun kullanılmasındaki amaç, buhar ve sıvı fazları birbirleri ile teması getirmektir. Kolona doldurulan her tip dolgu maddesi, büyük bir temas yüzeyi ve dolayısıyla istenilen operasyonun teminini sağlamaktadır. Bazı hallerde bu amaç, dolgulu kulelerle sağlanmaktadır. Kolon tamamen boş bir silindirden ibaret olup geniş yüzeye sahip bir cins malzeme ile doldurulmakta ve bu yüzeyler, sıvı faz tarafından ıslatılmaktadır.

Dolgulu kolonların tercih edilmesinde göz önünde bulundurulacak bazı üstünlükleri vardır. Dolgulu kulelerde birim yükseklikteki basınç düşüşü daha azdır. İki veya üç kampananın ancak yer alabileceği çok ufak çaptaki kolonlarda, dolgulu kolon yegâne kullanılabilecek kolondur. Raschig halkalarının herhangi bir malzemeden yapılması mümkün olduğu için, paslanmaz çelik ve benzer alaşımların uygun olmadığı çok koroziv çözeltiler kullanılması durumunda, dolgulu kule tek seçeneği oluşturmaktadır. Bundan başka, iyi bir şekilde projelendirilmiş dolgulu kulelerde, kule tarafından tutulan sıvı fazın miktarı da azdır. Bu husus, yüksek sıcaklıkta kısa bir müddet tutulması istenilen hassas sıvılar için bir üstünlük sağlamaktadır. Dolgulu kulenin uygun olmayan tarafı ise, her şart ve madde için kullanışlı olmamasıdır. Uygun olan sınırlar içerisinde dolgulu kulelerin randımanı yüksektir. Fakat birim alana isabet eden sıvı veya buhar yükü bakımından geniş bir işletme imkânına sahip değildirler. Diğer bir sakıncalı yönü, böyle bir kulede sıvı dağılımının çok güç olmasıdır. Kulenin üst kısmında, sıvı faz dolgu malzemesi üzerine en iyi bir şekilde yayılsa bile, aşağıya doğru akarken yavaş yavaş kenarlarda toplanmaya başlamakta ve dolgulu kısmın ortasındaki dolgu malzemelerinin kuru kalmasına sebep olmaktadır. Büyük hacme sahip veya yüksekliği fazla olan kulelerde, belirli aralıklarla sıvı faz için dağıtma levhaları koymak gerekmektedir. Bu levhalar kule duvarından sıvı fazı alarak, kule merkezine iletmektedirler (Banchero, 1978).

Kule dolgu malzemelerinin özellikleri:

Dolgulu kulelerde kullanılan dolgu malzemelerinin özellikleri aşağıdaki gibi olmalıdır:

1. Geniş bir yüzey alanı (gaz ve sıvı arasında geniş bir ara yüzey) sağlamalı,
2. Açık bir yapıda olmalı; yani, birim hacimde geniş serbest hacme sahip olmalıdır. Serbest kesit alanının küçük olması, gaz akım hızının bu serbest kısımlarda artmasına ve belirli bir limitin üzerinde, sıvı fazın kule dışına atılmasına sebep olmaktadır.
3. Gaz akışına düşük direnç, dolayısıyla, düşük basınç düşüşü göstermeli,
4. Dolgu yüzeyinde üniform bir sıvı dağılımı sağlamalı,
5. Kolon kesitinden üniform bir gaz akışı sağlamalı,
6. Düşük ağırlık ve düşük sıvı tutması göstermeli,
7. Yüksek dayanıklılık ve korozyona direnç göstermeli,
8. Kolondaki akışkanlara kimyasal yönden inert olmalı,
9. Bu özelliklere ilaveten olabildiğince ucuz olmalıdır(Bolat, 2002).

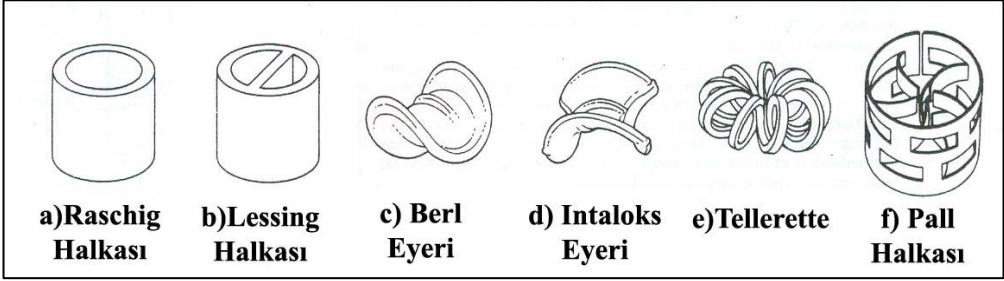
Bu şartları sağlamak üzere pek çok tipte ve şekilde dolgu geliştirilmiştir. Bunlar iki geniş sınıfa ayrılabilir:

- 1.İstif dolgular (düzenli şekilde birleştirilmiş dolgu elemanları)
- 2.Seçkisiz dolgular (gelişigüzel yerleşim)

İstif dolgular, ızgaralar gibi, açık bir yapıdadır ve düşük basınç düşüşleri önemli olduğunda, yüksek gaz debileri için kullanılmaktadır (ör.: soğutma kuleleri). Seçkisiz dolgular, proses sanayilerde daha çok kullanılmaktadır. Başlıca tipleri, Şekil 2.48'de gösterilmektedir. Bu

dolguların tasarım verileri Çizelge 2.9'de verilmektedir. Bu bölümde verilen

tasarım yöntemi ve verileri, dolgulu kolonların öntasarım hesaplamalarında kullanılabilir.



Şekil 2.48 Çeşitli dolgu maddesi geometrileri

Raschig halkası, yüksekliği çapına eşit silindirik halkalardan ibaret olup en eski özel imalat seçkisiz dolgu tiplerinden biridir ve hala en fazla kullanılan tiptir. Birim hacmin ağırlığı, serbest hacim, serbest kesit alanı ve birim hacmin yüzeyi bakımından en iyi kule dolgu malzemesidir. Seramik Raschig halkalarının çapları 50 ilâ 150 mm arasında, duvar kalınlıkları ise 10 ilâ 16 mm arasında değişmektedir. Raschig halkalarının birim hacim başına maliyeti daha düşüktür. Lessing halkası, iç kısmında fazladan tek bir temas yüzeyi daha olan Raschig halkasıdır. Pall halkası, yüzeyi kesilerek ve içeriye kıvrılarak açılan özel delikli Raschig halkasıdır. Bu şekilde hazırlanan halkalarda, serbest alan arttırılmış ve sıvı dağıtma özelliği geliştirilmiştir. Beri eyeri, sıvı dağıtma özelliğini iyileştirmek için geliştirilmiştir. İntaloks eyeri ise Beri eyerinin gelişmiş tipidir. Halka ve eyeri tipi dolgular, seramik, metal, plastik ve karbon tipi olabilmektedirler. Metal ve plastik (polipropilen) halkalar, seramik halkalardan daha etkindir ve duvarları daha ince

yapılabilmektedir. Malzeme seçimi, akışkanların özellikleri ve çalışma sıcaklıklarına göre yapılmalıdır (Bolat, 2002).

Genelde, kolon büyüklüğüne göre uygun olan en büyük dolgu parçacığı boyutu seçilmektedir (50 mm'ye kadar). Dolgular kolon büyüklüğüne uygun olmalıdır; çünkü küçük bir kolonda kullanılan çok büyük dolgular kötü sıvı dağılımına sebep olabilir. Ayrıca, olabildiğince büyük dolgular kullanılmalıdır; çünkü küçük boyutlu dolgular daha pahalıdır. Önerilen büyüklük aralıkları Çizelge 2.8 de gösterilmiştir(Bolat, 2002):

Çizelge 2.8 Kule çapına göre önerilen dolgu malzemesi büyüklüğü

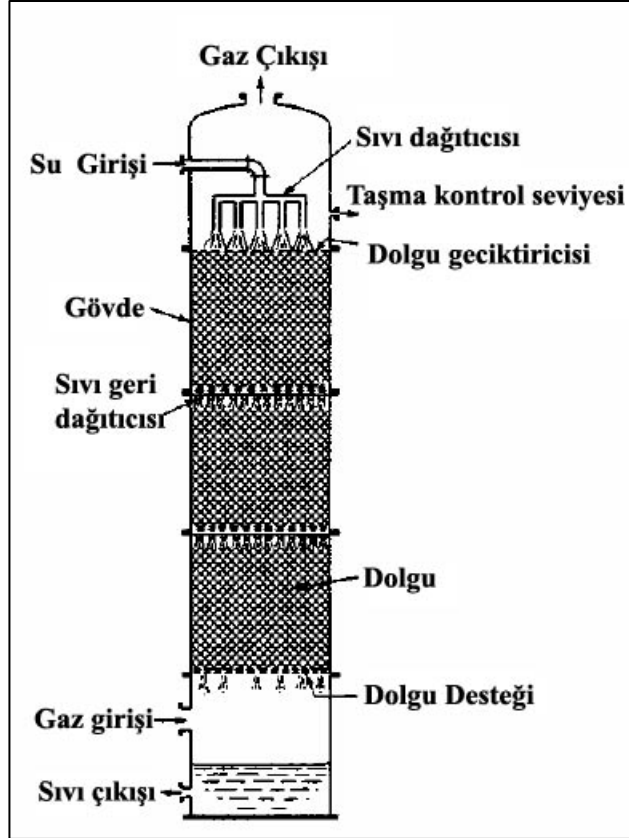
Kolon Çapı	Dolgu Parçacığı Büyüklüğü
<0,3 m	<25 mm
0,3-0,9 m	25-38 mm
>0,9 m	50-75 mm

Çizelge 2.9 Çeşitli dolgu tipleri için tasarım verileri

	Büyüklik (mm)	Kütle Yoğunluğu (kg/m ³)	Yüzey alanı (m ² /m ³)	Dolgu faktörü F _p
Raschig Halkaları	13	881	368	640
Seramik	25	673	190	160
	38	689	128	95
	51	651	95	65
	76	561	69	36
	13	1201	417	300
Metal	25	625	207	115
	38	785	141	83
	51	593	102	57
	76	400	72	32
Pall Halkaları	16	593	341	70
Metal	25	481	210	48
	32	385	128	28
	51	353	102	20
	76	273	66	16
	16	112	341	97
Plastik	25	88	207	52
	38	76	128	40
	51	68	102	25
	89	64	85	16
İntaloks Eyerleri	13	737	480	200
Seramik	25	673	253	92
	38	625	194	52
	51	609	108	40
	76	577		22

Dolgulu Kule Bileşenleri

Gaz ile sıvı fazın birbiriyle temas ettirildiği tipik bir dolgu kulesi ve bileşenleri Şekil 2.49’da gösterilmiştir.

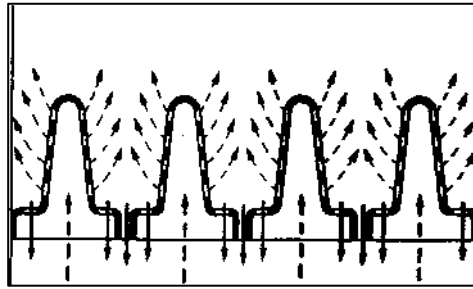


Şekil 2.49 Dolgu malzemeli kule(kolon)

Dolgu Desteği

Dolgu desteği, nemli dolgunun ağırlığını taşımakta ve aynı zamanda gaz ve sıvı geçişine de izin vermektedir. Bu şartlar, birbiriyle çatışmaktadır. Dolayısıyla, kötü tasarlanmış bir dolgu desteği, yüksek

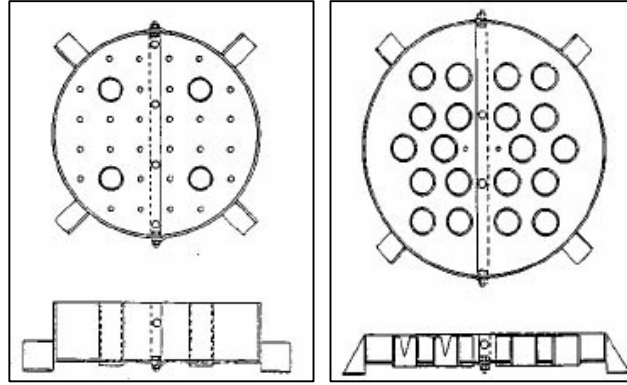
basınç düşüşü vermekte ve bölgesel taşmaya neden olabilmektedir. Basit ızgara ve delikli tepsi tipi destekler kullanıldığında gaz ve sıvı aynı açıklıkta geçiş için yarışma durumundadır. Dolgu desteği için en iyi tasarım, Şekil 2.50’de gösterilen gaz-püskürtme tipi gibi, gazın kolona sıvı seviyesinin üzerinden verildiği tasarım tipidir. Bu tasarımlarda basınç düşüşü azdır ve taşmaya eğilim yoktur; ayrıca, pek çok büyüklükte ve malzeme tipinde (metal, seramik ve plastik) hazırlanabilmektedir(Banchero, 1978).



Şekil 2.50 Gaz-püskürtme Tipi Dolgu Desteği

Sıvı Dağıtıcıları

Bir kolonun iyi performansı kolon boyunca üniform sıvı akışının sağlanmasına bağlı olmaktadır; dolayısıyla, iyi bir sıvı dağıtımı çok önemlidir. Çeşitli dağıtıcı tasarımları kullanılmaktadır. Küçük çaplı kolonlar için, açık veya bir nozülle donanmış merkezi bir besleme borusu uygun olabilmektedir; ancak daha geniş kolonlarda, tüm sıvı debilerinde iyi bir dağıtım sağlamak için, daha gelişmiş tasarımlar gerekmektedir. En çok kullanılan dağıtıcılar, orifis tipi ve savak tipi (Şekil 2.50 a,b) dağıtıcılardır(Banchero, 1978).



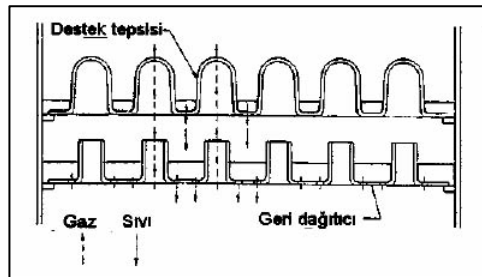
a) Orifis tipi

b) Savak tipi

Şekil 2.51 Sıvı dağıtıcıları

Sıvı Geri Dağıtıcıları

Geri dağıtıcılar, kolon duvarlarından akan sıvıyı toplamak ve onu dolgu üzerinde üniform şekilde geri dağıtmak için kullanılmaktadır. Aynı zamanda, dolgudaki kötü sıvı dağılımını düzeltmek üzere de kullanılmaktadır. Tam bir geri dağıtıcıda, dolgu desteği sağlama ile sıvı dağıtma işleri birleştirilmektedir. Tipik bir tasarım şekli Şekil 2.52’de gösterilmektedir.



Şekil 2.52 Sıvı geri dağıtıcıları

Tespit Tepsileri veya Plakaları

Yüksek gaz debilerinde veya kötü çalışma sonucunda santrifüjlü aşırı doldurma meydana gelirse, dolgunun tepe tabakası akışkanlaştırılabilmektedir. Bu şartlar altında, seramik dolgu kırılabilmekte ve parçalar kolondan aşağı düşerek dolguyu tıkayabilmekte, metal ve plastik dolgular ise kolondan dışarı atılabilmektedir. Böylece, tepe tabakayı bastırmak ve akışkanlaşmayı önlemek için, seramik dolgularla, tespit plakaları kullanılmaktadır. Bazen, yüksek basınç düşüşlerinde çalışıldığında yatağın genişlemesini önlemek için plastik ve metal dolgularla, yatak kısıtlayıcıları kullanılmaktadır. Bunlar, tespit plakalarına benzemekle birlikte daha hafif yapıdadır ve kolon duvarlarına tutturulmuş durumdadır. Tespit plakaları ve yatak kısıtlayıcılardaki delikler dolguyu tutacak kadar küçük olmalı fakat gaz ve sıvı akışını kısıtlamamalıdır (Banchero, 1978).

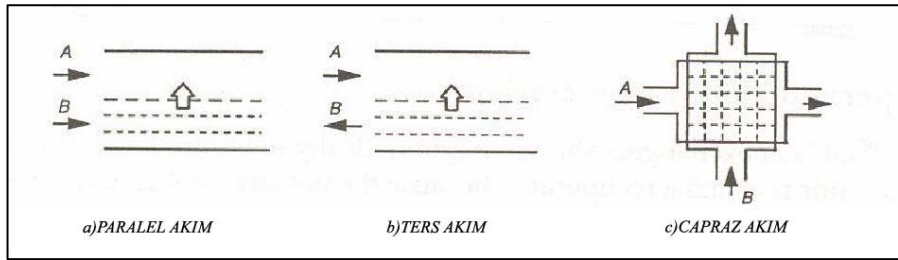
Dolgunun Yerleştirilmesi

Seramik ve metal dolgular gelişigüzel dağılım sağlamak ve dolguya zarar vermekten kaçınmak için kolona "nemli" doldurulmaktadır. Kolon kısmen su ile doldurulmakta ve dolgu suya bırakılmaktadır. Dolgu üzerinde her zaman belli yükseklikte su olmalıdır. Kolonlar kuru olarak doldurulacaksa, örneğin proses akışkanının suyla temas etmemesi gereken durumlarda, dolgu, kolona kepçelerle bırakılmaktadır. Seramik dolgular yarım metreden daha yüksekten bırakılmamalıdır(Banchero, 1978).

2.5.2 Akım Düzenlemesi

Isı değiştirciler, akış şekline bağlı olarak da sınıflandırılabilir. Üç temel konfigürasyon aşağıdaki gibidir:

1. Paralel akım
2. Ters akım
3. Çapraz akım (şekil 2.53)



şekil 2.53 Isı değiştircilerde temel akış düzenlemesi (Kakaç et.al., 1998)

Paralel akımlı ısı değiştircilerinde, iki akışkan da aynı taraftan sisteme girmekte, aynı doğrultuda akarak diğer kısımdan çıkmaktadır. Ters akımlı ısı değiştircilerinde ise, akışkanlar sisteme birbirlerine zıt yönlerden girmektedir. Tekil çapraz akımlı ısı değiştircilerinde, akışkanlardan birisi, diğer akışkana 90° açı ile sisteme girmektedir. Çok geçişli çapraz akım konfigürasyonları da birim sistemlerin seriler halinde sıralanması ile mümkün olabilmektedir.

Akım düzenlemeleri arasında, ısı değiştirici boyunca olan sıcaklık dağılımı, verilen sıcaklık ve ısı değişim yüzeyi için gerçekleşen ısı transfer miktarı açısından farklılık bulunmaktadır. Örneğin verilen bir akım ve sıcaklık için, ters akımlı ısı değiştirici minimum alana gereksinim duyarken, paralel akımlı ısı değiştirici maksimum ısı transfer alanına ihtiyaç duymaktadır. Çapraz akımlı ısı değiştiricilerin gerektirdiği alan ise bu ikisinin arasındadır.

2.5.3 Performans Parametreleri

Performans parametreleri; akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları, debiler ve basınç düşümü gibi parametrelerden oluşmaktadır. Değiştirilecek ısı miktarı, akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları ve müsaade edilen basınç düşümü (veya pompa gücü) çoğunlukla genel proses optimizasyonunun sonucu olarak belirlenmektedir. Seçilen her hangi bir ısı değiştirici bu gereksinimleri karşılama kapasitesinde olmalıdır (Yılmaz et.al, 2000)

2.5.3.1 Isıl Uzunluk

Isıl uzunluk (q), veya ısı transfer birim sayısı (HTU), ısı değiştiricinin performansının ölçüsü olan yararlı bir kriterdir. Tek fazlı akış içeren bir ısı değiştiricisi için ısııl uzunluk, bir akışkandaki sıcaklık değişiminin, akışkanlar arasındaki ortalama sıcaklık farkına oranı olarak tanımlanmaktadır; yani su/su akışına sahip borulu bir ısı değiştiricide orta seviyede bir basınç düşümünde, yaklaşık olarak “0.5 HTU/geçiş” değeri elde edilecektir. Kompakt ısı değiştiricileri, özellikle plakalı tip, “ısııl olarak uzun” kanallara sahiptir ve q değerleri “4 HTU/geçiş” değerine kadar yükselmektedir (Brückner, 1993).

2.5.3.2 Debi

Debi, ısı değiştirici tipinin seğimini etkileyen önemli bir parametredir. Debinin sınırlanmasını etkileyen parametreler, kanal akış alanı ve müsaade edilen basınç düşümdür. Basınç düşümünün 20 kPa olduğu durumda, ticari olarak mevcut olan bazı ısı değiştiriciler için sınırlayıcı hacimsel sıvı debi değerleri aşağıda verilmiştir (Brückner, 1993).

Borulu ısı değiştiricileri : Sınırsız

Plakalı ısı değiştiricileri : 2000 m³/h

Spiral ısı değiştiricileri

1. tip (her 2 tarafta spiral akış) : 400 m³/h

2. tip (bir tarafta çapraz akış) : 8000 m³/h

Lamelli ısı değiştiricileri : 4000 m³/h

Suyun dışındaki diğer akışkanlar veya farklı basınç düşümleri için, hacimsel debi, bu değerlerden oldukça farklılık göstermektedir.

2.5.3.3 Basınç Düşümü

Basınç düşümü, ısı değiştirici dizaynında önemlidir ve ısı transferi için ödenen bedeldir. Basınç düşümü sınırlamaları, ekonomik (pompalama maliyetleri) nedenler veya proses sınırlamaları tarafından belirlenmektedir. Ekonomik dizayn için, herhangi belirlenen basınç düşümü sınırlamalarına tamamıyla uyulmalıdır (Brückner, 1993). Proses dizayn edici tarafından, ısı değiştirici için basınç düşümü belirlenirken dikkat gösterilmelidir. Bazen belirlenmiş olan basınç düşümü gerçekten proses gereksinimleri tarafından belirlenirken, çoğunlukla proses dizayn edicinin belirlemesi oldukça keyfi temelde olabilir. Basınç düşümünün, dizaynın ekonomisi üzerinde kuvvetli etkisi olduğundan, dizayn edici

tarafından belirlenen basınç düşümü sorgulamadan kabul edilmesi gereken değer olarak düşünülmemelidir.

Verimsiz basınç düşümünden kaçınılmalıdır; giriş, çıkış ve dönüş-dirsek kayıpları minimize edilmeli ve küçük boru tarafı geçiş sayısı kullanılmalıdır. Plakalı ısı değiştiricileri geçiş başına diğer tiplerden daha yüksek q değerleri (ısı transfer birim sayısı) geliştirebilmektedirler.

Özgül basınç düşümü (Je) şu şekilde tanımlanmaktadır (Brückner, 1993).

$$Je = \frac{\Delta p}{\delta} \quad kPa/HTU$$

Normal işletme-maliyet parametreleri (faiz oranı, amortisman, elektrik maliyetleri) için, optimal genel ekonomi, konstrüksiyon malzemesine bağlı olarak, özgül basınç düşümü (Je), 20-100 kPa/HTU aralığında olduğunda elde edilmektedir (Alfa Laval,1980). Yukarıdaki değerler su/su görevleri için verilmiştir; diğer akışkanlar için, Je için olan optimal değer oldukça yüksektir.

2.5.3.4 Sıcaklık Geçişi

Isı değiştiricisinde sıcaklık geçişinin olması, ısı değiştirici tipinin seçiminde dikkate alınması gereken diğer bir faktördür. Soğuk akışkanın ısı değiştiriciden çıkış sıcaklığı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından fazla ise, bu ısı değiştiricide “sıcaklık geçişi” vardır. Bu durumda ise, karşıt akışlı ısı değiştiricilerini kullanmak gereklidir. Karşıt akış oluşturan üniteler ise, ya tam karşıt akışlı üniteler veya seri bağlı çok geçişli ünitelerdir. Eğer sıcaklık geçişi yok ise, çapraz akışlı veya karışık akışlı üniteler yeterli olmaktadır.

2.5.4 Kirlenme Eğilimleri

Kirlenme, sıvıların içinde bulunabilen katı cisimler ve kireçlenme ısı değıştirci seçiminde dikkate alınması gereken önemli faktörlerdir. Bir akışkanın belirli bir yüzey tipine göre kirlenme karakteristiklerine etki eden faktörler şunlardır (Brückner 1993, 2003):

- a. Akışkanın hızı: Isı değıştirci kanal sistemindeki en düşük hız, en önemli etkindir.
- b. Akışkan hızının kayma kuvveti, türbülans ve laminer-tabaka kalınlığına etkisi
- c. Yüzey civarında kalma süresi
- d. Kanallardaki hız veya akım dağılımı: Tüm kanal bölümlerinde iyi bir hız veya akım dağılımı olmalıdır. Eğer birden fazla kanal var ise çeşitli kanallar arasındaki akım dağılımının da iyi olması gerekir.

Diğer tip ısı değıştircilerinin kirlenme faktörleri gövde borulu ısı değıştirci tiplerine göre daha azdır. Kirli bir görevin gereklerinin en iyi karşılandığı ısı değıştirci tipi spiral plakalı ısı değıştircisidir. Plakalı ısı değıştircileri ve lamelli ısı değıştircileri de kanallarda ve kanal aralarında iyi bir akım dağılımı olduğundan ve akımın tümünün türbülanslı olmasından dolayı kirli görevlere iyi uyum sağlamaktadırlar. Süspansiyon halinde elyaf içeren sıvılar için genellikle spiral plakalı ısı değıştircileri en uygun ısı değıştirci tipidir.

2.5.5 Muayene, Temizleme, Tamir ve İlave

Proses akımlarının karakteristikleri, temizleme (mekanik veya kimyasal) ve ünitenin tümünün veya bir kısmının periyodik değıştirilmesi

için gereksinimleri karşılayacak şekilde dikkatlice incelenmelidir. Eğer gövde borulu ısı değiştiricisindeki boru demeti, temizleme veya değiştirilme için sökülecek ise, yeterli yer hacmi mevcut olmalı ve gerekli cihazların ısı değiştiricisine girişi ve çıkışı göz önüne alınmalıdır. Eğer proses koşullarının değişimleri söz konusu ise, modifikasyon kolaylığı, ayrıca önemli faktör olabilmektedir (Alfa Laval, 1980).

Göz önüne alınması gereken diğer bir faktör, arıza sonucu akışkanların birbirine karışması ve/veya sızıntı yapmasıdır. Çok zehirleyici ve tutuşabilir akışkanlar için, arıza çok fazla önemli olabilmektedir. Bu, ısı değiştirici tipini seçmeye karar verirken genellikle önemli faktördür. Lamelli ve spiral ısı değiştiriciler akışkanların birbirine karışma olasılığını minimize etmektedirler. Zehirli akışkanların kullanılacağı yerlerde, dış bağlantılara özel dikkat gösterilmelidir, çünkü bu bağlantıların yüksek bütünlük sağlaması gerekmektedir.

2.6. Ramöz Atık Havasından Isı Geri Kazanımı Olanakları

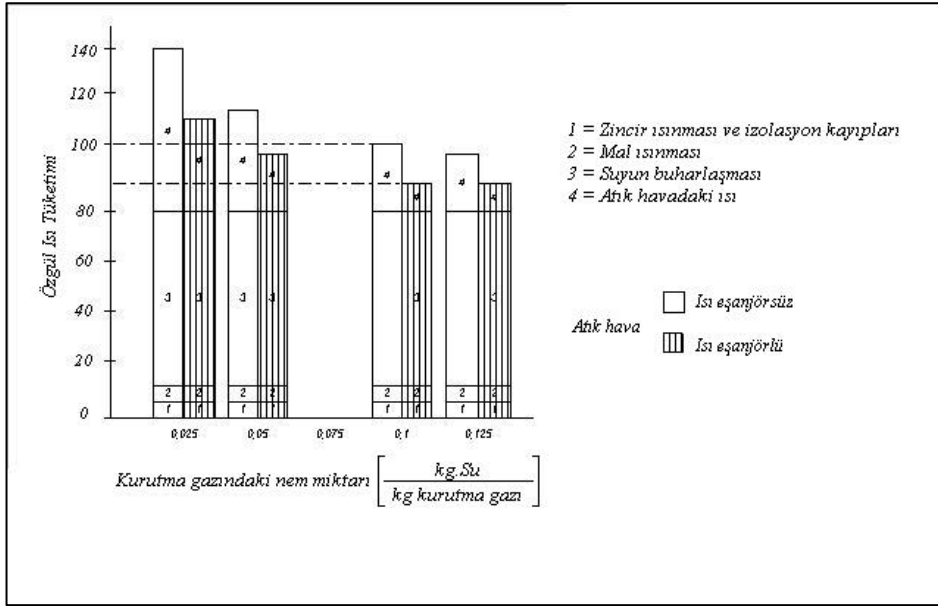
Isı geri kazanım sistemleri ramöz atık havasındaki atık ısıyı geri kazanırken, aynı zamanda atık havanın temizlenmesini de sağlamaktadırlar. Atık havanın soğutulması, hava/hava ve hava/su ısı değiştiricilerde çok aşamalı ısı değişim prosesi ile sağlanmaktadır. Bu sayede atık ısının büyük kısmı geri kazanılabilmektedir. Yoğuşan zararlı maddelerin bir kısmı ısı değiştiricilerde ayrılmakta, geri kalan kısım ise bir sonraki adımda filtrelerce uzaklaştırılmaktadır.

Ramöz için ısı geri kazanımından % 30 ila % 40 enerji tasarrufu sağlanmakta, ramöz performansı % 10-% 15 artmakta ve partikül halindeki zararlı maddelerin (gazlar dışında) miktarı günümüzde istenen sınırların altına düşmektedir. Benzer sonuçlar kaplama, baskı gibi tekstil endüstrisindeki diğer ısı işlemler için de sağlanmaktadır (Christ, 2001).

Sıcak ve nemli atık havadan kazanılan ısı enerjisi, ya ramöze giren temiz ve kuru havanın ön ısıtmasında, ya da temiz işletme suyunun ısıtılmasında kullanılmaktadır. Bu iki prensibin kombine edildiği sistemler de bulunmaktadır.

Daha önce de belirtildiği gibi ramöz atık havası belirli miktarda nem ihtiva etmektedir. Atık havadaki nem miktarı düşük olduğu takdirde, sıcak atık hava miktarı fazla olacağından atık hava ile kayba uğrayan enerji miktarı fazladır. Dolayısıyla atık hava ile geri kazanılabilecek enerji miktarı da fazla olacaktır. Ancak Şekil 2.54 incelendiğinde, az nem içeren yüksek atık hava miktarıyla çalışıldığında, ısı geri kazanım sistemi kurulsa bile, yüksek atık hava nemi ile çalışılan ve ısı geri kazanım sistemi bulunmayan ramöze göre özgül enerji tüketiminin daha yüksek olduğu görülmektedir. Atık hava nemi yüksek olduğu takdirde ise,

ısıtılacak temiz hava miktarı az olacağından özgül enerji tüketimi oldukça düşmekte, öte yandan bir ısı geri kazanım sistemi de kurulursa bu değer daha aşağılara çekilebilmektedir.



Şekil 2.54 Atık havadaki neme bağlı olarak özgül enerji tüketiminin değişimi
(Tarakçıoğlu, 1984)

Nemli atık havadaki su buharı da yoğunlaştırulabilirse, suyun yoğunlaşma enerjisi de geri kazanılacağından, verimlilik oldukça artmaktadır. Çünkü 1 kg suyun yoğunlaşma enerjisi, 1 kg suyun bulunduğu atık havanın ısı enerjisine oranla oldukça yüksektir.

Örneğin, $110 \text{ g}_{\text{su}} / \text{kg}_{\text{Hava}}$ içeren 110°C sıcaklıktaki atık hava, bir hava-su ısı değiştiricide 40°C 'a kadar soğutulduğunda nemi $50 \text{ g}_{\text{su}}/\text{kg}_{\text{Hava}}$ 'ya düşmektedir :

$110-50=60 \text{ g}$ su buharının yoğuşma enerjisi (60×540)	: 32,4 kCal
100°C 'daki 60 g suyun 40°C 'a soğuma enerjisi	: 3,6 kCal
110°C 'daki 940 g havanın 40°C 'a soğuma enerjisi	: 15,8 kCal
Toplam	: 50,8 kCal
Isı değiştiricinin sıcaklık verim derecesi 0,75 olduğunda	$50,8 \times 0,75 = 38$ kCal/kg _{Hava} tasarruf sağlanmaktadır

$160 \text{ g}_{\text{su}}/\text{kg}_{\text{Hava}}$ içeren 110°C sıcaklıktaki atık hava, bir hava-su ısı değiştiricide 40°C 'a kadar soğutulduğunda nemi $50 \text{ g}_{\text{su}}/\text{kg}_{\text{Hava}}$ 'ya düşmektedir :

$160-50=110 \text{ g}$ su buharının yoğuşma enerjisi	: 59,4 kCal
100°C 'daki 110 g suyun 40°C 'a soğuma enerjisi	: 3,6 kCal
110°C 'daki 890 g havanın 40°C 'a soğuma enerjisi	: 14,9 kCal
Toplam	: 80,9 kCal
Isı değiştiricinin sıcaklık verim derecesi 0,75 olduğunda	$80,9 \times 0,75 = 60$ kCal/kg _{hava} tasarruf sağlanmaktadır

Hesaplamalardan görüldüğü üzere, atık havadaki nem miktarı arttığında, geri kazanılan enerji miktarı da artmaktadır (Tarakçıoğlu, 1984).

Her iki durum için ramözün tüketim değerleri incelendiğinde,

1 kg suyun 20→150 °C'a ısınması	: 130 kCal
1 kg 150 °C suyun buharlaşması	: 504 kCal
1,5 kg kumaşın 95 °C'a ısınması	: 35 kCal
İzolasyon, zincir, hava kaçakları	: 60 kCal
kayıpları	
Toplam	:729 kCal enerji tüketilmektedir

Atık havadaki nem miktarı 110 g_{su}/kg_{Hava} olduğunda, 1 kg su buharını atmak için 9 kg hava gerekmektedir. Ramözde 1 kg temiz havayı 20 °C'den 110 °C'ye kadar ısıtmak için (110-20) °C x 0,240 kCal/kg.°C ≈ 22 kCal enerji tüketilmektedir. 110 °C sıcaklıktaki 9 kg havadaki enerji 9 x 22 kCal = 198 kCal olmakta ve toplam özgül enerji tüketimi 729+198 = 927 kCal/kg_{su} olmaktadır.

Isı değiştiricide kazanılan enerji ise 9 x 38 = 342 kCal/kg_{su} olacağından, ısı değiştirici kullanıldığında toplam özgül enerji tüketimi 585 kCal/kg_{su} olmaktadır. Bu durumda % 36 enerji tasarrufu söz konusu olmaktadır.

Atık havadaki nem miktarı 160 g_{su}/kg_{Hava} olduğunda, 1 kg su buharını atmak için 6,25 kg hava gerekmektedir. 110°C sıcaklıktaki 6,25 kg havadaki enerji 6,25 x 22 kCal = 137 kCal olmakta ve toplam özgül enerji tüketimi 729+137 = 866 kCal/kg_{su} olmaktadır.

Isı değiştiricide kazanılan enerji ise $6,25 \times 60 = 375 \text{ kCal/kg}_{\text{su}}$ olacağından, ısı değiştirici kullanıldığında toplam özgül enerji tüketimi $491 \text{ kCal/kg}_{\text{su}}$ olmaktadır. Bu durumda % 43 enerji tasarrufu söz konusu olmaktadır.

Eğer atık havadaki su buharı yoğuşturulmak isteniyorsa, hava-su ısı değiştiricileri kullanılmalıdır. Ramöz atık havası ile ramöze beslenen kuru havanın ısıtıldığı sistemlerde, ramöze giren temiz havanın tamamının temiz hava giriş kısmından değil de ramöz giriş ve çıkışlarından da emildiğinden, temiz hava kısmından geçen hava miktarı az, atık hava miktarı ise buna kıyasla daha fazla olmakta ve atık hava en iyi durumda ancak $90-95 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'a kadar soğutulabilmektedir. Dolayısıyla atık havada bulunan su buharı veya diğer gaz haline geğmiş yoğuşabilir kimyasal maddelerin yoğuşması yeterince sağlanamadığından, yoğuşma enerjilerinden faydalanılamamaktadır. Atık havadaki su buharının yoğuşturulabilmesi için atık havanın $52 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dan daha düşük sıcaklıklara kadar soğutulması gerekmektedir, ancak bu hava-hava sistemlerinde mümkün olmamaktadır. Hava-su sistemlerinde ise atık havanın $40-50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'a kadar soğutulabilmesi sağlanabildiğinden, atık havada bulunan su buharının büyük bir kısmının yoğuşması sağlanabilmektedir.

Çizelge 2.10 Atık havadan ısı geri kazanımında farklı olanakların karşılaştırılması (Tarakçıoğlu, 1984)

Atık hava miktarı	: 10.000 kg/sa		
Atık hava sıcaklığı	: 110 °C		
Atık hava nemi	: 0,1 kg su / kg hava		
Hava-hava ısı değiştiricisi			
Isıtılacak havanın miktarı	: 8000 kg/sa		
Isıtılacak havanın sıcaklığı	: 20 °C		
Isıtılacak havanın nemi	: 0,01 kg su / kg hava		
	Isı Tekerleği	Plakalı Isı Değiştirici	Aracılı Rek. Isı Değiştirici
Hava sıcaklığı (°C)	85	78	70
Geri kazanılan ısı (kJ/sa)	521.675	475.202	410.306
Hava-su ısı değiştiricisi			
Isıtılacak suyun miktarı	: 8000 kg/sa		
Isıtılacak suyun sıcaklığı	: 15 °C		
	Serpantinli Isı Değiştirici	Yıkama Kulesi	Yıkama Kulesi + 2. basamak
Su sıcaklığı (°C)	50	56	50
Geri kazanılan ısı (kJ/sa)	1.172.304	1.373.270	1.172.304

Çizelge 2.10'te de görüldüğü gibi sadece atık havanın ısı enerjisinden faydalandığı durumlara kıyasla, atık havadaki su buharının da yoğunlaşması sağlanabildiğinde, geri kazanılan enerji miktarı 2-3 katına çıkmaktadır.

Hava-hava ısı değiştiricilerinin, yukarıda bahsedilen nedenlerden ötürü kurutmadan ziyade daha yüksek sıcaklıklarda çalışan termofiksaj makinelerinde kullanımı daha uygun olabilmektedir.

Atık hava ile kurutucuya giren temiz havanın ısıtılması, yeni gelişmiş ramözlerde kurutucuya entegre ya da sonradan ilave edilen ısı değiştiricilerle sağlanmaktadır. Isı değişimi için en yüksek verimi sağlayan ısı tekerleğidir ve ucuz olduğundan geri ödeme süresi de kısadır. Ancak bu temiz havanın kısmen kirlenme problemi söz konusu olduğundan tercih edilmemektedir. Günümüzde daha ziyade plakalı ya da cam borulu hava-hava ısı değiştiricileri kullanılmaktadır (Tarakçıoğlu, 1984).

Hava-hava ısı değiştiricilerinin verimlilik dereceleri, genelde %50–60 seviyelerindedir ve yaklaşık olarak %30 kadar bir enerji tasarrufu sağlanabilmektedir (IPPC, 2000).

Hava/hava ısı değişim sisteminde ısıtılan temiz hava, dışarı atılan atık havanın yerine geçmek üzere (yaklaşık %50-60) ramöze geri dönmektedir. Normal olarak, atık havanın yerine geçen temiz hava oda sıcaklığındadır ve ramöz ısıtma sistemi ile ısıtılmak zorundadır. Eğer gerekli olan temiz hava miktarı zaten atık hava ile ısıtılmış ise, ısıtma için kullanılacak enerji tasarruf edilebilmektedir. Bu tip bir sistem bir İtalyan işletmesinde kurulmuştur. Bu sistemin ısı verimliliğine ait Çizelge 2.11’da verilmiştir (Freiberg, 1998):

Çizelge 2.11 Ramözde bir Hava/hava ısı değıştiricisiyle elde edilen tasarruflar

Atık hava miktarı	: 18,900 kg/h
Atık hava giriş sıcaklığı	: 130° C
Atık hava çıkış sıcaklığı	: 92° C
Temiz hava miktarı	: 10,500 kg/h
Temiz hava giriş sıcaklığı	: 28° C
Temiz hava çıkış sıcaklığı	: 92° C

Dolayısıyla, temiz hava oda sıcaklığı olan 28°C'dan 92 °C'a kadar ısıtılmıştır, böylece, atık havanın, artık ramözde birincil enerji tarafından sağlanamayacak ısı enerjisinin 162,200 kcal/h'i geri kazanılmıştır. 0,50 DM/m³'lük gaz fiyatı ile ve yılda 5000 saat çalışma için 8,500 kcal/m³'lük özgül kalori değeri için 47,750 DM'lık bir tasarruf sağlanmıştır. Ancak alınan değerlerin kurutma değil de, termofiksaj için olduğunu belirtmekte fayda vardır. Isı eşanjörünün maliyeti 108,000 DM olup geri ödeme süresinin 2 yıl olduğu bildirilmiştir (Freiberg, 1998).

Birçok durumda, hava-hava sisteminin temizleme etkisi de aynı nedenden ötürü yetersiz kalmaktadır. Bu nedenle, soğutucu sonuna bir yıkayıcının kurulması uygun olmakta ve hatta bazı durumlarda yıkayıcının çıkışına bir ESP'nin kurulması da gerekli olabilmektedir.

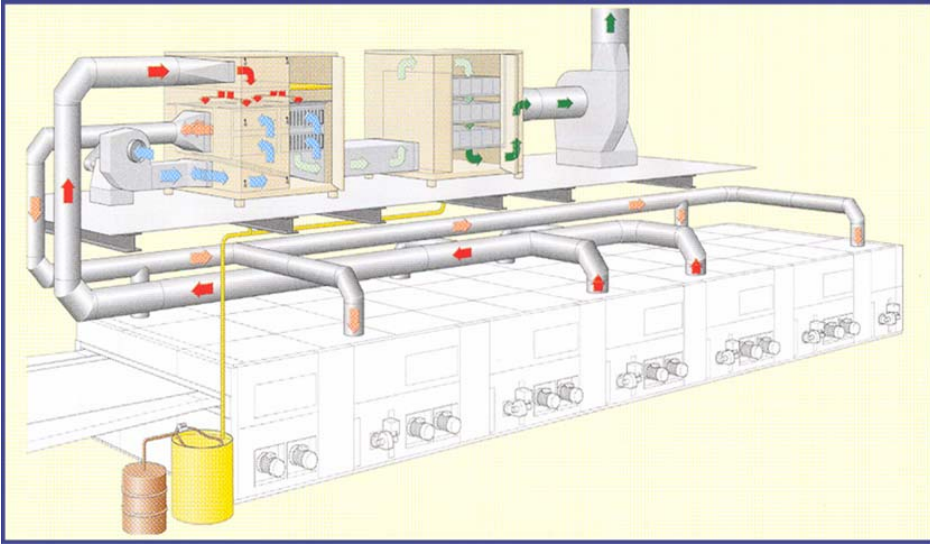
Brückner firmasının geliştirdiği ECO-HEAT sisteminin (Şekil 2.55) hava-hava ısı değıştiricisi, izole edilmiş bir gövde içerisinde alüminyumdan yapılmış 8 adet kanatlı ters akım ısı değıştirici bloğu ve iki kafes (filtre) içermektedir. Atık havanın geçtiği kısımlarda, oluşan kondenzatın daha iyi uzaklaştırılması için düzgün yüzeyli kanatlar

bulunmaktadır. Atık hava ile kondensatın aynı yönde akım oluşturmaları ile kondensat akışı desteklenmektedir. Kondensat, ısı değıştiricinin altında bulunan bir toplama haznesinde biriktirilmektedir veya bir boru sistemi vasıtasıyla merkezi kondezat depolama tankına da gönderilebilmektedir (IPPC, 2002).

Kondensat oluşumunun gerçekleşmediğı temiz hava kısmında, kanatlar çatal şeklindedir, bu sayede türbulanslı akım oluşmaktadır. Türbulanslı akım, laminar akıma kıyasla daha fazla ısı absorbe edebilmektedir.

Brückner sisteminde, termofiksaj esnasında 180 °C'daki atık hava ile temiz havayı yaklaşık 120 °C'ya ısıtabilmek mümkün olduğu bildirilmektedir (Brückner GmbH, 1993).

Kafesler (filtreler) hava-hava ısı değıştiricisinin önemli bir elemanıdır. Aktif yüzeyleri ısı değıştiricisinin iki mislidir ve böylece tıkanma daha yavaş olmaktadır. Etkili ayırma olmadığı takdirde, kuvvetli yapışkan elyaf karışımı, yoğunlaşmış bitim işlemleri maddeleri, yumuşatıcılar, reçine komponentleri ve toz ısı değıştiricisinin atık hava kısmında birikmekte ve ısı transfer performansını etkilerken önemli temizleme problemlerine yol açmaktadır.



Şekil 2.55 Brückner hava-hava ısı geri kazanım sistemi (Brückner, 2003)

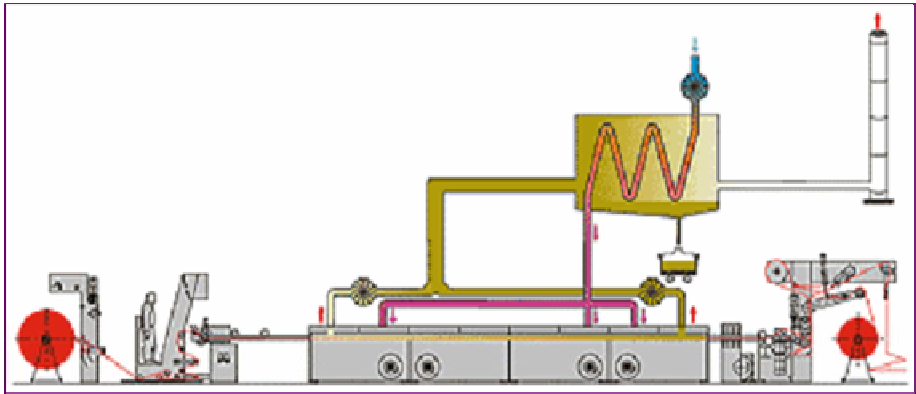
Çizelge 2.12 Brückner ECO-HEAT hava-hava ısı geri kazanım sistemi için temiz hava 25°C'dan 148°C'a ısıtıldığında elde edilen tasarruflar (Brückner, 2003)

Ramöz	6 kamaralı	8 kamaralı
Isıtma sistemi	Kızgın yağ ısıtmalı	Direkt gaz ısıtmalı
Ramözün enerji tasarrufu	1,130,000 kWh/yıl	1,530,000 kWh/yıl
Geri ödeme süresi	1,4 yıl	1,5 yıl

Brückner ECO-HEAT sisteminde hesaplama için kullanılan değerler:

Yıllık çalıştırma saati	: 4800 saat/yıl (iki vardiya)
Direkt gaz ısıtma verimliliği	: %98
Yağ ısıtma verimliliği	: %80
Kazan dairesinin verimliliği	: %80
Elektrik maliyeti	: 0,107 €/kWh
Doğal gaz maliyeti	: 0,033 €/kWh
Isıtma yağının maliyeti	: 0,031 €/kWh

Monforts Koenig sisteminin kurutma havasının ön ısıtılması ile ısı geri kazanımında sıcak ramöz atık havası (160°C), mevcut atık hava fanları ile bir düz borulu ısı eşanjörüne gönderilmekte, oradan da dışarıya atılmaktadır (Şekil 2.56). Soğuk, temiz taze hava (atık havanın %50'si kadar), temiz hava fanı ile, ters akım prensibine göre eşanjörden geçirilmekte ve ardından ısınan hava ramöze gönderilmektedir. Isı eşanjöründen geçerken, hava yaklaşık olarak 140°C 'ye kadar ısıtılmaktadır. Bu sayede, atık hava enerjisinin yaklaşık % 40'ının temiz havaya aktarılabildiği bildirilmiştir (Monforts, 2003). Yoğuşma ürünleri (örn. yağlar, su) ayrılıp atılmaktadır.



Şekil 2.56 Koenig hava-hava ısı geri kazanım sistemi (Monfort, 2003)

Hava %50'ye kadar temizlenmektedir ve bir elektrofiltre ilavesi ile emisyonun %90'a varan oranlarda azaltılması sağlanabilmektedir (Kruska, 2001).

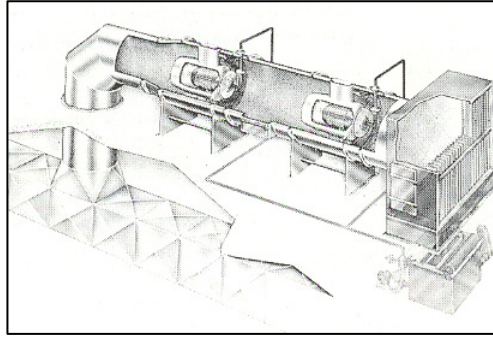
Ramöz atık havasında bulunan atık ısı enerjisi, işletme suyunun ısıtılmasında da kullanılabilmektedir. Bunun için genellikle ince borulu veya plakalı ısı değiştiricileri kullanılmaktadır.

Hava-su ısı değiştirici sistemlerinde nemli atık havada bulunan su buharı ve diğer yoğuşabilen kimyasal maddeler de yoğuşturulabilmekte ve yoğuşma enerjilerinden faydalanılabilmektedir (Tarakçıoğlu, 1984).

Hava-su sistemlerinde elde edilen suyun sıcaklığı genelde 50-55 °C'ü pek geçmemektedir. Bu yöntemin bazı işletmeler tarafından tercih edilmemesinin nedeni de, özellikle atık flottelerden ısı geri kazanım sistemine sahip işletmelerde gerekenden fazla 50-55 °C'da su elde edilecek olmasıdır. Ancak temiz suyun giriş sıcaklığı daha yüksek tutularak (örneğin 30 °C), temiz suyun akış hızına da (debisine) bağlı olarak 70-80 °C'a kadar ısıtılabilmesi mümkün olabilmektedir.

En yüksek enerji geri kazanımı yıkama kulelerinde sağlanmaktadır. Yıkayıcılarda, atık hava, damlacıkların büyük yüzey alanı ile soğutulmakta, dolayısıyla zararlı madde buharları yoğuşmaktadır. Buna ilaveten, zararlı maddeler su damlacıklarına adhezyon ile çöktürülmekte ve çözünebilen zararlı maddelerde bu su damlacıklarında çözölmektedirler. Yıkama kulelerinden elde edilen su temiz değildir ve direkt olarak boyahane proseslerinde kullanılamamaktadır. Bu nedenle bu suyun bir ısı değiştiriciden geçirilmesi ile temiz sıcak su elde edilmektedir(Tarakçıoğlu, 2004).

Monforts-Prött atık hava yıkayıcısında, atık hava, içerisinde bir su pulverizatörü olan boru içerisine alınmakta ve buradaki türbin çarkının dönmesi ile çok küçük damlacıklara ayrılmaktadır. Püskürtülen su bir perde oluşturduğundan, çapraz akıma benzer bir akış düzenlemesi oluşmaktadır. Bu sistemde atık havanın 50°C'a kadar soğutulduğu bildirilmektedir. (Freiberg, 1992)

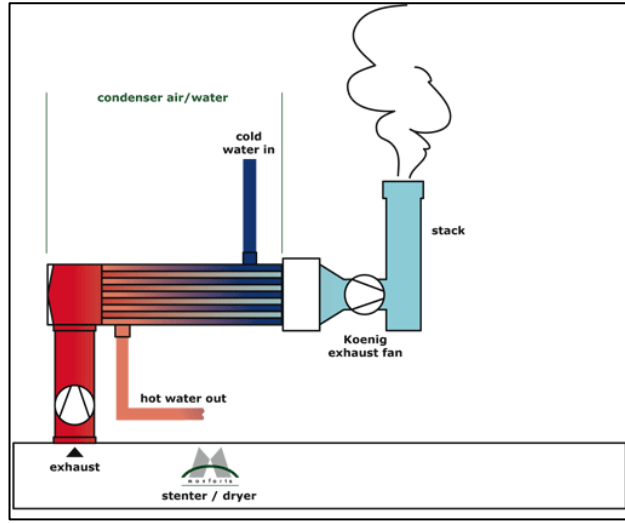


Şekil 2.57 Monforts-Prött yöntemine göre atık hava yıkayıcı

Monforts Koenig sisteminin hava-su sistemi düz borulu ısı değişiricisinden oluşmaktadır. Sıcak ramöz atık havası, mevcut atık hava fanları ile ısı değişiricisine gönderilmekte ve ardından soğumuş hava dışarıya atılmaktadır.

Bu ısı eşanjörü prensibi uygulanırken atık havadaki zararlı madde buharları ısı eşanjörünün yüzeylerinde yoğunlaşmaktadır. En çok kullanılan ısı eşanjörü tipi, temizlenecek atık havanın kanatçıkların arasındaki boruların etrafından geçtiği, ince borulu ters akımlı ısı eşanjörleridir. Her zaman, bu tip ısı eşanjörlerinde tüycükler ve diğer maddeler ile özellikle dar kanatçıklar arasında birikme sonucu nispeten

kısa bir zaman periyodunda tıkanma tehlikesi vardır. Bu nedenle, sürekli olarak temizlenmeleri gerekmektedir. Bu problem Monforts-Koenig ısı eşanjöründe çözülmüştür. Düz ve kaygan yüzeyli borulardan oluşan boru demetinden oluşan bir ısı eşanjörü konstrükte edilmiştir. Isıtılacak su boruların çevresinden geçerken, atık hava boruların içerisinden ters yönde (ters akım) geçmektedir. Isı değıştirciler, çıkışa doğru eğimli olacak şekilde yerleştirilmektedir. Çoğu müsait durumda (yer olduğu takdirde), boru demeti dikey olarak da yerleştirilebilmektedir. Boruların çıkışa doğru eğimli olması sayesinde, yoğunlaşan atık hava buharları ve su alt kısımdan boşaltılabilmektedir. Bu maddeler bir teknede biriktirilmekte ve boşaltılmaktadır. Bu durum ısı değıştircisine kendi kendini temizleyebilme özelliği kazandırmaktadır. En kötü durumda, üç ayda bir bakım gerekmektedir, fakat iki yıllık periyotlar da başarılmıştır.



Şekil 2.58 Koenig hava-su ısı geri kazanım sistemi (Koenig, 2004)

Hava ile birlikte taşınan zerrecikler, bir nem tutucuyla havadan uzaklaştırılmakta ve önceden ısıtılmış bir toplama teknesinde

toplanmaktadır. Bu arada atık hava yaklaşık 40°C'a kadar soğutulmakta ve zararlı maddelerin çoğu atık havadan uzaklaştırılmaktadır. Bazı durumlarda, havanın zararlı madde içeriği, henüz bu adımda, Almanya'da izin verilen maksimum limit olan 0,8 g C/kg kumaştan daha düşük olmaktadır (Freiberg, 1998). Çoğu durumda ise, atık havanın zararlı madde içeriğinin yeterli derecede düşürüldüğü bir elektrostatik çöktürücüden (ESP) geçirilmesi gerekmektedir.

Isı eşanjöründe ters akım prensibinin uygulanması, suyun sadece 40°C veya 50°C'ye kadar değil, 80°C'ye kadar ısıtılmasına izin vermektedir. 80°C'deki sıcak suya boyama ve yıkama için gerek duyulmaktadır. Geleneksel ısı geri kazanım tesislerinde 40°C ila 50°C'ye kadar ısıtılmış olarak gelen su, yıkama makinelerinde ya da boyama hatlarında 80-90°C'ye kadar ısıtılmak zorundadır. Su, hava-su ısı değişim sisteminde ısıtıldığı takdirde ise bu ısıtmalar elimine edilebilmektedir.

Bu durum sadece enerji tasarrufu sağlamakla kalmamakta, ayrıca yıkama veya boyama makinelerinin kullanılabilirliğini (hazır bulunurluluğunu) artırmaktadır, çünkü suyun ısıtılması için zaman kaybedilmemektedir.

İşletmedeki ölçümler esnasında, işletme suyunun yaklaşık 60° C'a kadar ısıtılmasının, maliyetlerde yıllık 132,350 DM'lık bir tasarruf sağladığı görülmüştür. ESP de içeren sistemin kurulma maliyeti 290,300 DM'tır. Bu da 2≥ ila 3 yıllık bir geri ödeme süresi anlamına gelmektedir. Diğer bir deyimle, üç yıl sonra atık hava temizleme sistemi firma için para kazanmaya başlamaktadır (Freiberg, 1998).

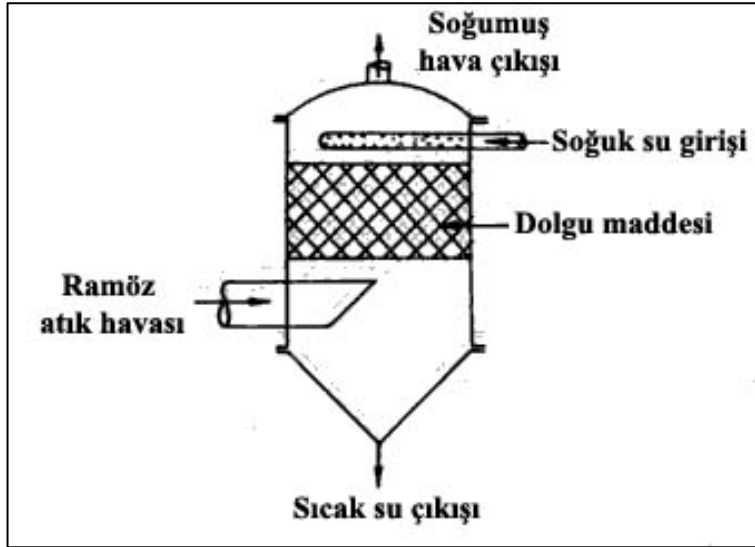
Brückner ECO-HEAT hava-su ısı geri kazanım sistemi için temiz su hava-su ısı değiştirici ile atık hava 20°C'dan 90°C'a ısıtıldığında buhar

ısıtmalı ramözde Çizelge 2.13'deki tasarrufların gerçekleştiği bildirilmektedir (Brückner, 2003):

Çizelge 2.13 Brückner hava-su ısı geri kazanım sistemi ile sağlanan tasarruflar

Ramöz	6 kamaralı	8 kamaralı
Buhar kazanının enerji tasarrufu	2,030,000 kWh/yıl	2,666,000 kWh/yıl
Geri ödeme süresi	1,0 yıl	0,9 yıl

Diğer bir hava-su ısı değıştirici sistemi de ramöz atık havasından ısı geri kazanımı amacıyla tasarlanan ATIRA WHR dolgulu yataklı bir kule sistemidir(Şekil 2.59).



Şekil 2.59 Hava-su ısı geri kazanımı esasına göre çalışan ATIRA WHR dolgulu yataklı yıkama kule sistemi

Bu sistemde işletme suyu ramöz atık havasıyla ısıtılarak 50-55 °C’de sıcak su elde edildiği bildirilmiştir. Bu tasarımda dolgu maddelerinin geniş yüzey alanı üzerinde hava ile suyun ters akımını sağlanmıştır. Bu sistemin geri ödeme süresinin 1-2 yıl olduğu bildirilmiştir (Burgai ve Chandra, 2000).

Isı geri-kazanım sistemlerinde (hem hava/su hem de hava/hava sistemleri) kurutma ve termofiksaj işlemleri için geri ödeme süreleri, Çizelge 2.14’ de gösterilmektedir (IPPC, 2002) :

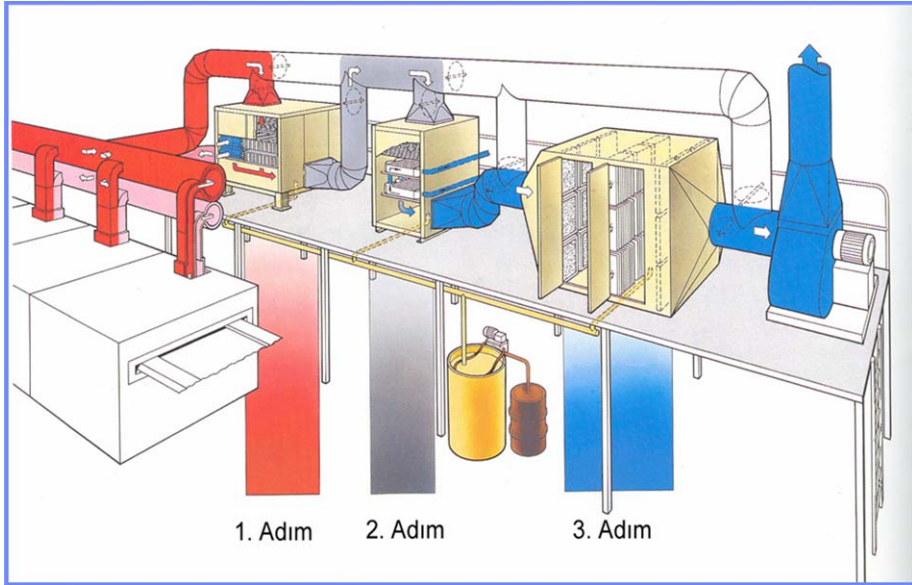
• ısı geri-kazanım sistemi:	ters akım boruları
• kurutma sıcaklığı:	130°C
• termofiksaj:	190°C
• atık gaz akış hacmi:	15000 m ³ /sa
• atık gaz nem içeriği (kurutma):	70 g/m ³
• atık gaz nem içeriği (termofiksaj):	40 g/m ³
• giriş suyunun sıcaklığı (ısı geri-kazanım öncesi):	15 °C
• verim:	% 70
• gazın ısı değeri:	9,3 kWh/m ³
• gaz maliyeti:	0,25 Euro/m ³
• bakım maliyeti:	1000 Euro/yıl
• faiz oranı:	% 6

Çizelge 2.14 Farklı işlemler (kurutma ve termofiksaj), farklı ısı geri kazanım sistemleri (hava-hava ve hava-su) ve farklı vardiya sayıları için kendini geri ödeme süreleri (IPPC, 2002)

		1 vardiya/gün		2 vardiya/gün		3 vardiya/gün	
	İşlem	Tasarruf (Euro)	Geri- ödeme süresi (yıl)	Tasarruf (Euro)	Geri- ödeme süresi (yıl)	Tasarruf (Euro)	Geri- ödeme süresi (yıl)
Hava/su Temiz su 15 °C	Kurutma	32050	5.7	64150	2.6	96150	1.7
	Termo fiksaj	34450	5.4	68900	2.4	103350	1.5
Hava/su Temiz su 40 °C	Kurutma	18050	12.6	36100	5.9	54150	3.3
	Termo fiksaj	23350	8.6	46700	3.7	70050	2.4
Hava/hava Temiz hava 20 °C	Kurutma	8000	> 20	16000	15.6	24000	8.5
	Termo fiksaj	11000	> 20	22000	9.6	33000	6.6

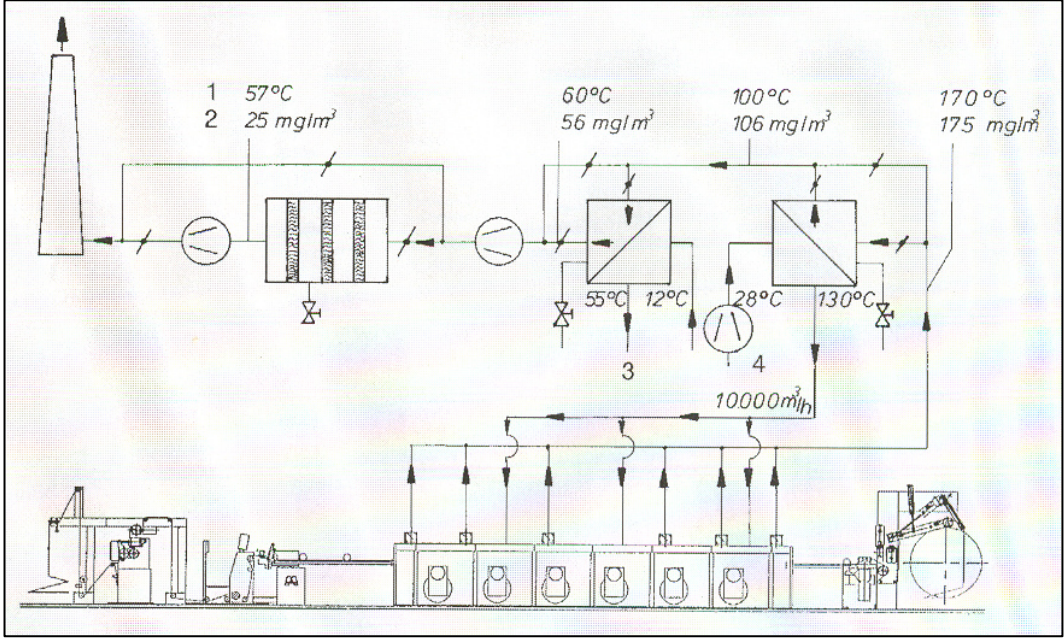
Hava-hava ve hava-su sistemleri kombine edilebilmektedir. Önce ramöz atık havası ile, ramöze beslenen temiz havanın ön ısıtması yapılmakta, ardından ikinci adım olarak biraz soğuyan ancak içerisindeki nemin büyük kısmını hala ihtiva eden atık hava ile, işletmede kullanılacak temiz su ısıtılmaktadır. Üçüncü aşama olarak atık havanın temizlenmesi isteniyorsa bir yıkayıcı ya da elektrostatik çöktürücü ilavesi

yapılabilmektedir. Şekil 2.60'de Brückner firmasına ait kombine ısı geri kazanımı ve atık hava temizleme sistemi görülmektedir.



Şekil 2.60 Brückner kombine ısı geri kazanım sistemi (hava-hava + hava-su) (Brückner, 2003)

Şekil 2.61'de gösterildiği üzere 170°C 'daki atık hava, ilkönce bir hava-hava ısı değiştiricisinden geçmekte ve burada 100°C 'a soğurken, 28°C 'daki temiz havayı 130°C 'a ısıtmaktadır. Isıtılan bu temiz hava ramöze beslenmektedir. Ardından atık hava bir hava-su ısı değiştiricisinden geçirilmekte ve burada 12°C 'daki temiz su 55°C 'a ısıtılmaktadır. Atık hava ise 60°C 'a kadar soğutulmakta, böylece hem atık havanın ısı geri kazanılmış hem de temizleme etkisi sonucu zararlı madde miktarı %70 azaltılmış olmaktadır (Freiberg, 1992).

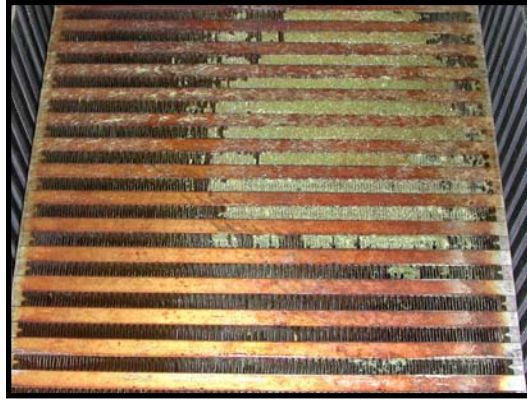


Şekil 2.61 Kombine bir ısı geri kazanım sistemi

Hava-su ısı değiştiricisinde yoğunlaşma gerçekleştiğinde büyük miktarlarda kondenzat oluşmaktadır. Yağlı, kolayca uzaklaştırılabilir bir kondenzat oluşabilirken, asit içeren ve çoğunlukla korozif olan katran benzeri viskoz kondenzatlar da ortaya çıkabilmektedir. Bu nedenle, Brückner sisteminde ısı değiştiricinin iç yüzeyleri paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Kondenzat, bir boşaltma oluğu vasıtasıyla toplama haznesine ya da hava-hava ısı değiştiricisinde de olduğu gibi direkt olarak merkezi depolama teknesine gönderilebilmektedir

Hava-hava ya da hava-su ısı değiştiricileriyle ramöz atık havasından ısı geri kazanımında karşılaşılan en büyük problemlerden birisi de, atık havada bulunan elyaf uçuntularının ve tozların zamanla ısı değiştiricileri bloke etmesi ve dolayısıyla verimlerini düşürmesidir. Şekil

2.62’da elyaf ve toz ile kirlenmiş bir ısı değiştirici görölmektedir. Kirlenmeyi engellemek için sistemin girişine filtre ilave edilmesi gerekmektedir. Sabit filtre kullanıldığında, bunların belirli periyotlarda temizlenmesi gerekmektedir. Kendi kendini temizleyen döner filtreler kullanıldığında el emeği gereksinimi oldukça azalmakta ve daha iyi sonuçlar alınmaktadır.

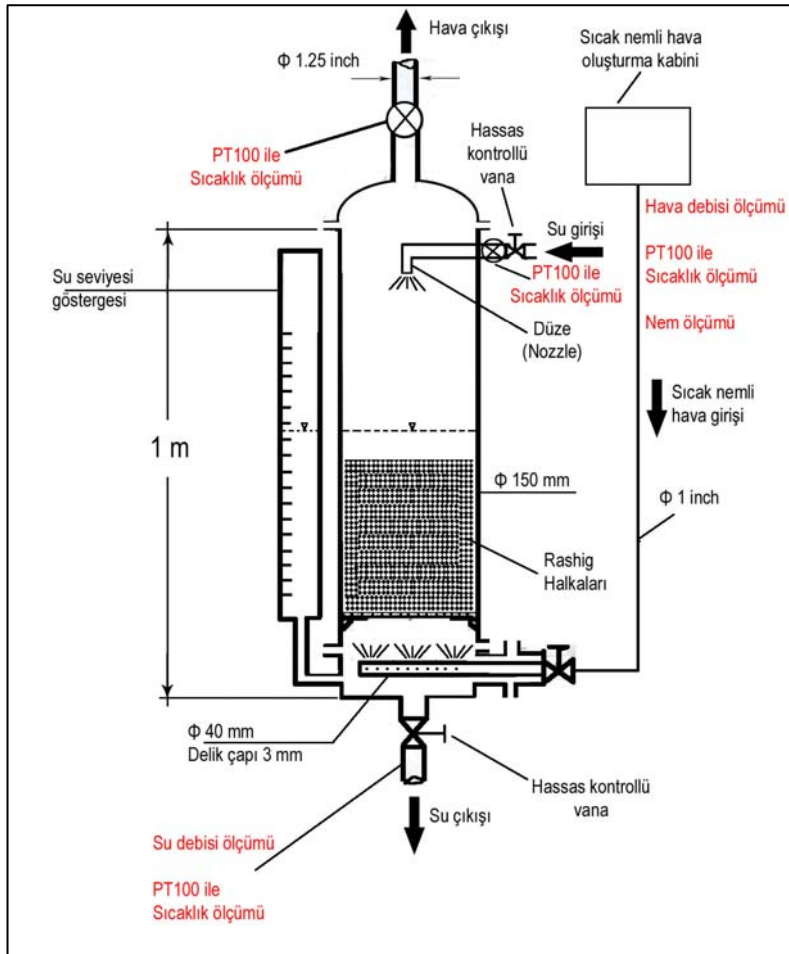


Şekil 2.62 Elyaf ve toz ile tıkanmış bir plakalı ısı değiştirici (Monforts, 2004)

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 Materyal

Paket yataklı (Dolgu maddeli) yıkama kulesiyle ramöz atık havasından ısı enerjisinin geri kazanılmasının amaçlandığı bu çalışmada, laboratuvar tipi yıkama kulesi konstrükte edilmiştir. Laboratuvar tipi yıkama kulesi ve bileşenleri Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Prototip yıkama kulesinin görünümünü

Prototip yıkama kulesi 1 m uzunluğunda ve 15 cm çapında silindirik enine kesite sahip olacak şekilde imal edilmiştir. Isı kayıplarının önlenmesi için kule ve hava girişi cam yünü ile izole edilmiştir.



Şekil 3.2 Prototip Yıkama Kulesi

Dolgu malzemesi olarak, 9 mm çapında 8 mm boyunda, 2,25 mm et kalınlığına sahip silindirik enine kesitli seramikten imal edilmiş Raschig halkaları kullanılmıştır. Raschig halkalarının kule içerisine gelişigüzel bir şekilde yerleştirilmiştir. Ön denemelerde dolgu malzemesi olarak öncelikle eşit boyutlarda kırılmış gözenekli tuğla parçaları, ponza taşları kullanılmış ancak Raschig halkalarıyla hava-su temasının daha iyi sağlanabildiği gözlenmiştir.



Şekil 3.3 Ön denemelerde kullanılan dolgu malzemeleri

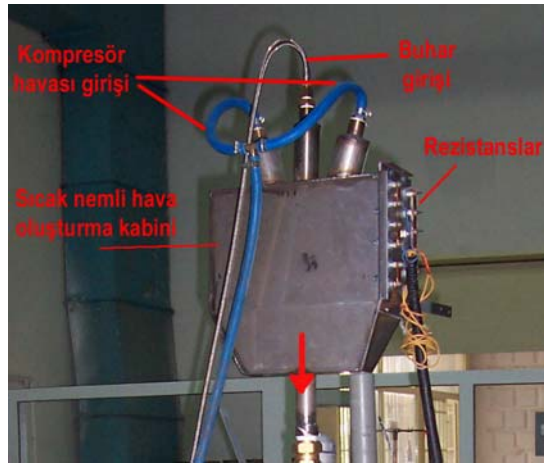


Şekil 3.4 Kule içerisinde kullanılan Raschig halkaları

Kule içerisindeki su seviyesi cam malzemeden yapılmış ölçülü su göstergesiyle kontrol edilmiştir.

Ramöz atık havasına benzer sıcak nemli hava karışımı paslanmaz çelikten yapılmış rezistans kutusu içerisinde elde edilmiştir. Kutu içerisinde 380V gerilimle çalışan birbirine paralel 3 adet rezistans bulunmakta olup üst kısmında kompresör havası ve buhar girişleri

bulunmaktadır. Hava girişi işletmeye sağlanan 4-5 bar basınçlı kompresör havasının bir manometreyle 2 bara düşürülmesiyle sağlanmıştır. Buhar girişi ise 4 bar basınçta çalışan Malkan marka MEK-80 model basınç üreticiyle sağlanmıştır. 2 bar basınca sahip basınçlı kompresör havası ile 4 bar basınca sahip buhar rezistans kutusu içinde bir araya geldikten sonra rezistanslar vasıtasıyla istenen sıcaklığa kadar ısıtılmıştır.



Şekil 3.5 Sıcak nemli hava oluşturma kabini (Rezistans Kutusu)

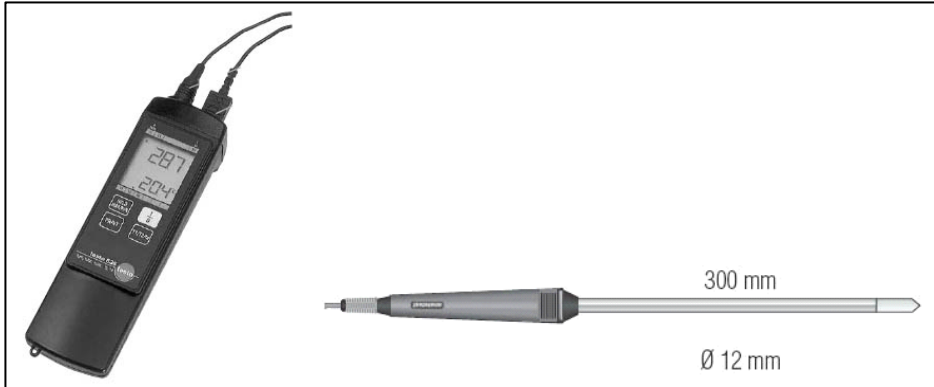
İstenen sıcaklıkta su girişi sağlanabilmesi için termostat ayarlı elektrikli su ısıtıcısı kullanılmıştır. Su giriş ve çıkış debileri hassas kontrollü Danfoss marka ayarlı su vanalarıyla kontrol edilmiştir. Kule içerisine suyun homojen bir şekilde beslenmesi için 2,5mm çapında püskürtme memesi kullanılmıştır. Püskürtülen suyun daha iyi dağıtılması ve kuleyi terk eden havanın daha iyi soğutulabilmesi için paslanmaz çelik talaşı kullanılmıştır.



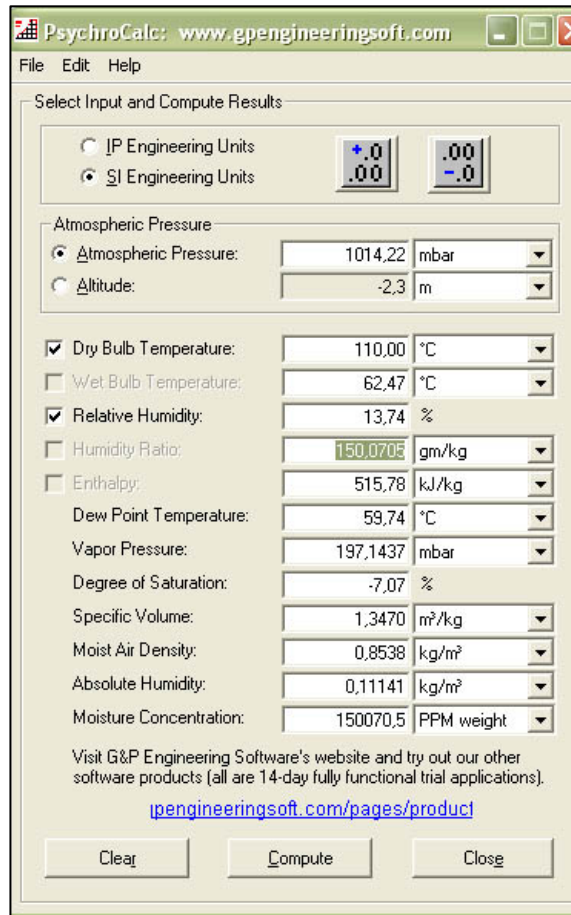
Şekil 3.6 Su girişinde kullanılan düze

Su giriş, su çıkış, hava giriş ve hava çıkış sıcaklıklarının ölçümü 4 adet PT 100 ve bir adet dijital gösterge cihazı ile sürekli olarak kontrol edilmiştir.

Giriş havası neminin ölçümü TESTO marka 0636-2161 model nem ölçer ile bağlı nem ölçülerek kontrol edilmiştir. Ramöz atık havasına benzer havanın % bağıl nem değeri, PsychroCalc isimli psikometrik hesap programı kullanılarak ağırlıkça nem oranı (gram su buharı/ kg kuru hava) değerine dönüştürülmüştür.

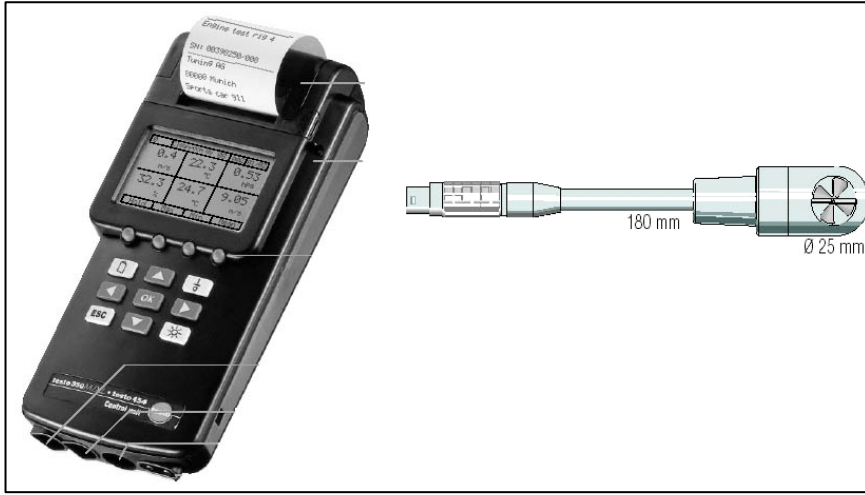


Şekil 3.7 TESTO 0635 2161 nem ölçüm cihazı ve probu



Şekil 3.8 Hava neminin hesaplanmasında kullanılan PsychroCalc programı

Hava girişinde hava debisi ölçümü EBİLTEM tarafından sağlanan TESTO 0635 9540 model hava hızölçeri ile yapılmıştır. Daha sonra bu hava hızı değeri (m/s) hava girişinin kesit alanıyla çarpılarak metreküp/saat (m^3/sa) değerine dönüştürülmüştür.



Şekil 3.9 TESTO 0635-9540 model Hava debi ölçeri ve probu

3.2 Yöntem

Bu çalışmada, laboratuvar çapında ramöz bacasından atılan sıcak ve nemli havaya benzer bir hava karışımı oluşturularak bu havayla prototip bir yıkama kulesinde ne kadar suyun ısıtılabilceği araştırılmıştır.

Şekil 3.4’de gösterilen rezistans kutusunda belli bir nem değerine, sıcaklığına ve debiye sahip uygun hava buhar karışımı elde edildikten sonra yıkama kulesine alt kısımdan sürekli olarak girişi sağlanmıştır. Giriş havasının sıcaklığı PT100’le, nemi nemölçerle, debisi hava hızölçeriyle sürekli kontrol edilmiştir. Hava giriş sıcaklığı işletme

şartlarındaki ramöz atık havasına benzer şekilde 110 ± 10 °C olacak şekilde ayarlanmış ve bu değer denemeler sırasında sabit tutulmuştur. Giriş havasının debisi normal işletme şartlarında kullanılan değer $1/200$ 'ü (%0,5'i) olacak şekilde $50 \text{ m}^3/\text{sa}$ seçilmiş ve bu değer tüm denemelerde sabit tutulmuştur. Giriş havasının nemi ise $50\text{--}175 \text{ gr}_{\text{subuharı}}/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$ olacak şekilde değiştirilmiş ve havadaki nem değerinin havadan suya olan ısı transferine etkisi incelenmiştir.

Bu havanın kule içerisine homojen bir şekilde dağılması, üzerinde 3 mm çapında delikler bulunan 40 mm çapındaki boruyla sağlanmıştır.

Suyun kuleye giriş sıcaklığı termostat ayarlı elektrikli su ısıtıcıyla istenen değere ayarlanmıştır. Su debisi 1 l/dk ve 1,5 l/dk olarak seçilmiştir. Su girişi kulenin üst kısmından yapılmıştır. Kule gövdesinde suyu homojen bir şekilde dağıtmak için 2,5 mm çapında püskürtme memesi kullanılmıştır. Su giriş sıcaklıkları 15 °C ila 45 °C arasında değiştirilmiş, bu değişimin ısı transferine olan etkisi incelenmiştir.

Kulenin alt kısımdan yukarıya doğru yükselen sıcak nemli hava karışımıyla üst kısımdan aşağıya doğru süzülen belirli sıcaklıktaki suyun ters akım prensibine göre birbiriyle yoğun bir şekilde temas etmesi, kule içerisine gelişigüzel doldurulan raschig halkalarıyla sağlanmıştır. Böylece sıcak nemli havanın bünyesindeki ısının gerek ısı transferi gerekse kütle transferiyle (yoğuşma) soğuk suya verilmesi amaçlanmıştır. Kule içerisine doldurulan raschig halkalarının miktarı 2 kg ila 8 kg arasında değiştirilerek bunun ısı ve kütle transferine etkisi incelenmiştir.

Bu laboratuvar tipi dolgulu yataklı yıkama kulesinin rejeneratif esaslı çalışan diğer dolgulu yataklı kulelere göre bir farkı, kuleye alttan giren sıcak nemli havanın önce belirli bir seviyedeki suyun içine

püskürtülmesi, burada belli miktar enerjisini bıraktıktan sonra dolgulu yatak kısmına gelmesidir. Bu yüzden kule içerisindeki suyun seviyesi sürekli kontrol edilmiş ve bu seviye 10 cm ila 30 cm arasında değiştirilmiş, bu değişimin ısı transferine etkisi incelenmiştir.

Çalışma süresince farklı atık hava nemi için, farklı giriş sıcaklıklarında ve debilerdeki suyun ne kadar ısındığı, dolayısıyla atık havanın sahip olduğu ısı enerjisinin ne kadarını suya verebileceği incelenmiştir. Laboratuvar çapında imal edilen prototip yıkama kulesiyle elde edilen bu tasarrufun, işletme şartlarının göz önüne alınması durumunda ne kadar olacağı hesaplanmıştır. Çizelge 3.1’de gösterilen deney planına göre seri denemeler yapılmıştır.

Çizelge 3.1 Deney planı

Hava Giriş Sıcaklık(°C)	Hava Debisi (m ³ /sa)	Atık Hava Nemi (g/kg)	Su Debisi (l/sa)	Su Giriş Sıcaklığı (°C)
110±5	50	150±5	60	15
110±5	50	100±5	90	20
110±5	50	150±5	60	25
110±5	50	100±5	90	30
110±5	50	150±5	60	35
110±5	50	100±5	90	40
110±5	50	150±5	60	45
110±5	50	100±5	90	15
110±5	50	150±5	60	20
110±5	50	100±5	90	25
110±5	50	150±5	60	30

110±5	50	100±5	90	35
110±5	50	150±5	60	40
110±5	50	100±5	90	45
110±5	50	150±5	60	15
110±5	50	100±5	90	20
110±5	50	150±5	60	25
110±5	50	100±5	90	30
110±5	50	150±5	60	35
110±5	50	100±5	90	40
110±5	50	150±5	60	45
110±5	50	100±5	90	15
110±5	50	150±5	60	20
110±5	50	100±5	90	25
110±5	50	150±5	60	30
110±5	50	100±5	90	35
110±5	50	150±5	60	40
110±5	50	100±5	90	45
90±5	50	150±5	60	18
90±5	50	150±5	90	18
90±5	50	0	60	18
90±5	50	0	90	18
130±5	50	150±5	60	18
130±5	50	150±5	90	18
130±5	50	0	60	18
130±5	50	0	90	18
150±5	50	150±5	60	18
150±5	50	150±5	90	18
150±5	50	0	60	18
150±5	50	0	90	18

120

170±5	50	0	60	18
170±5	50	0	90	18
190±5	50	0	60	18
190±5	50	0	90	18

4.TARTIŞMA VE SONUÇ

Denemelerde ilk önce, optimum çalışma şartlarının belirlenmesi amacıyla, prototip yıkama kulesinin içerisindeki dolgu maddesi (raschig halkası) miktarı ve kule içerisindeki su seviyesi belirlenmeye çalışılmıştır. Bu değişkenler için optimum çalışma şartları seçildikten sonra diğer deneylerde bu değerler sabit tutularak diğer değişkenlerin ısı transferi üzerine etkisi incelenmiştir.

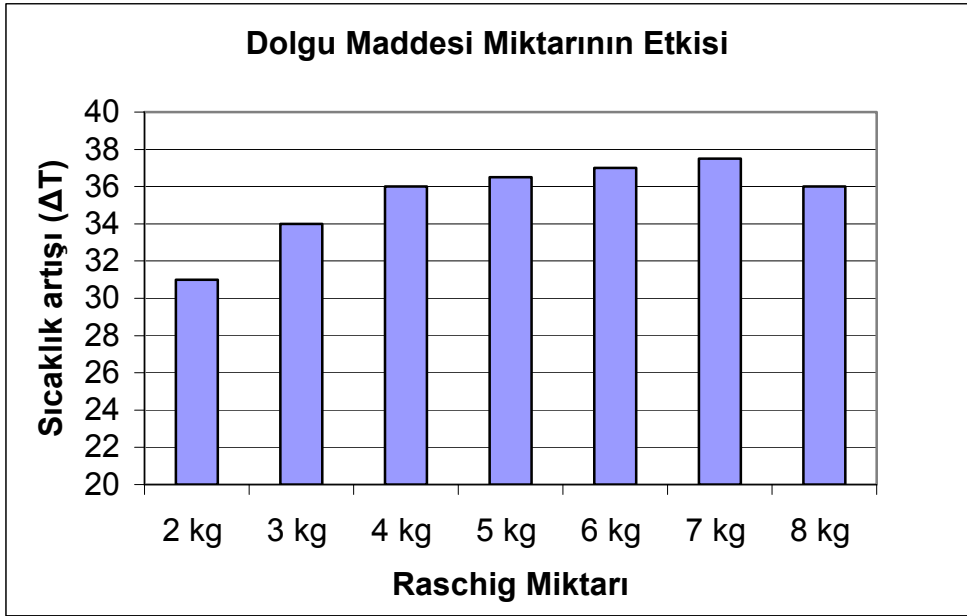
İşletme şartlarındaki ramöz atık havasının 110 °C sıcaklıkta ve yaklaşık 10,000 m³/sa olduğu kabul edilerek, denemelerde bu havanın %0,5'i yani 110 °C sıcaklıkta ve 50 m³/sa debide giriş havası kullanılmıştır.

4.1 Kule İçerisindeki Dolgu Maddesi Miktarı

Raschig halkasının çapının etkisini görebilmek amacıyla daha küçük enine kesitli dolayısıyla birim hacimde daha fazla yüzey alanına sahip (F_p , dolgu faktörü, daha yüksek) ve daha büyük enine kesitli dolayısıyla birim hacimde daha az yüzey alanına sahip (F_p , dolgu faktörü, daha düşük) halkaların etkisi de incelenmiştir. Daha küçük enine kesite sahip (5 mm) rashig halkalarında birim hacimdeki havanın geçebileceği serbest alanın azalması sonucu yüksek basınç kaybı oluşmuş ve havanın kule içerisinden etkin bir şekilde geçirilmesi sağlanamamıştır. Daha büyük enine kesite sahip (13 mm) rashig halkalarında birim hacimdeki hava ile suyun temas edeceği temas alanının ve halkaların dolgu faktörünün azalması nedeniyle hava ile suyun etkin bir şekilde teması sağlanamamış, elde edilen su sıcaklıkları düşmüştür. Bu nedenle

optimum sonuçların alındığı 9 mm çapındaki rashig halkalarıyla çalışılmıştır.

Rashcig halkaları, çeşitli miktarlarda kule içerisine gelişigüzel doldurma yöntemine göre yerleştirilmiştir. Kule içerisine doldurulup çalışabilecek dolgu maddesi miktarının 2 kg ila 8 kg arasında olduğu gözlemlenmiştir. Bu nedenle dolgu maddesi miktarı, 2 kg ila 8 kg arasında birer kilogram artırılarak denemeler yapılmıştır. Denemeler esnasında hava giriş sıcaklığı 110 ± 5 °C, hava debisi $50 \text{ m}^3/\text{sa}$, hava nemi $150 \pm 5 \text{ gr}_{\text{su buharı}}/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$, su debisi 1,5 l/dk, su giriş sıcaklığı 17 °C ve kule içerisindeki su seviyesi 10 cm olarak seçilerek sabit tutulmuştur. Bu denemelere ait sonuçlar Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Kule içerisindeki dolgu maddesi (Raschig halkası) miktarının etkisi

Şekil 4.1’de dikey eksenindeki sıcaklık artış (ΔT) değerleri, kulenin altından alınan çıkış suyu ile kule içersine üst kısımdan giren suyun sıcaklıkları arasındaki farkı göstermektedir.

Dolgu maddesi miktarı arttıkça elde edilen çıkış suyunun sıcaklığı artmıştır. Dolgu maddesi miktarı arttıkça kule içersinden ters akım prensibine göre geçen soğuk su ve sıcak nemli havanın temas yüzeyi artmış, bu da su ile hava arasında meydana gelen ısı ve kütle transferini artırmıştır. 2 kg ila 7 kg raschig halkasıyla yapılan denemelerde bu durum gözlenmiştir. 2 kg raschig halkası kullanılan denemede 17 °C giren su 31 °C ısınarak 48 °C’ye çıkarken, en iyi sonuç 7 kg raschig halkasının kullanıldığı denemede 54,5 °C olarak elde edilmiştir. 8 kg raschig halkası kullanılan denemede su çıkış sıcaklığı, 7 kg kullanılabile

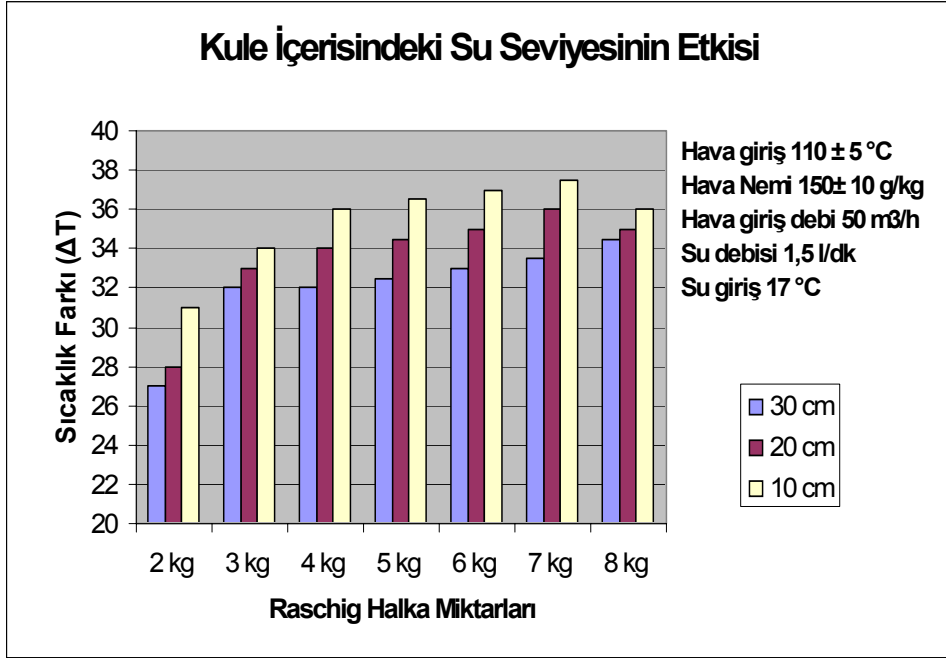
göre 1,5 °C'lik bir azalma göstermiş ve 53 °C olarak ölçülmüştür. Bu sonuç, prototip yıkama kulemizde kullanılacak dolgu malzemesi miktarı için optimum çalışma koşulunun 7 kg raschig halkası olduğunu göstermiştir.

Optimum çalışma koşulunun 7 kg raschig halkası kullanılmasıyla elde edilmesinden dolayı bundan sonraki denemelerde bu değer sabit tutulmuştur.

4.2 Kule İçerisindeki Su Seviyesi

Kule içerisinde sabit tutulan su seviyesi 10 cm ila 30 cm arasında değiştirilmiştir. 30cm'den daha fazla su seviyesinin seçilmesi durumunda kule üzerinden suyun taşması, 10 cm'den daha az su seviyesinin seçilmesi durumunda da su seviyesinin göstergeden okunamaması nedeniyle su seviyesi değeri 10 cm, 20 cm ve 30 cm olarak değiştirilmiştir. Şekil 4.2'de elde kullanılan raschig halkası miktarıyla su seviyesinin suyun çıkış sıcaklığına etkisi aynı grafikte gösterilmiştir.

Denemeler esnasında hava giriş sıcaklığı 110 ± 5 °C, hava debisi $50 \text{ m}^3/\text{sa}$, hava nemi $150 \pm 5 \text{ g}_{\text{su buharı}}/\text{kg}_{\text{kuru hava}}$, su debisi 1,5 l/dk, su giriş sıcaklığı 17 °C olarak sabit tutulmuştur.



Şekil 4.2 Kule içerisindeki su seviyesiyle raschig halkası miktarının çıkış suyu sıcaklığına etkisi

Kule içerisindeki suyu seviyesi azaldıkça elde edilen çıkış suyunun sıcaklığı artmıştır. En çok sıcaklık artışı 10 cm su seviyesinin kullanıldığı denemelerde elde edilmiştir. Kullanılan tüm raschig halka miktarları için 10 cm su seviyesi en iyi sonucu vermiştir. 7 kg raschig halkasının kullanıldığı denemelerde 30 cm su seviyesiyle 50.5°C , 20 cm su seviyesiyle 53°C ve 10 cm su seviyesiyle de diğer tüm denemeler içinde en iyi sonuç olan 54.5°C 'lik çıkış suyu sıcaklığı elde edilmiştir.

Kuleye alttan girip üst kısma doğru ilerleyen hava, kulenin alt kısmında toplanan sıcak su içerisine girdiğinde, suyun sıcaklığına soğuyarak suyu daha da ısıtmaktadır. Bu suyun seviyesi ne kadar fazla olursa, soğuyan fakat bünyesinde halen ısı bulunan havanın, kulenin üst kısmından gelen soğuk suyla temas edebileceği raschig halka miktarı

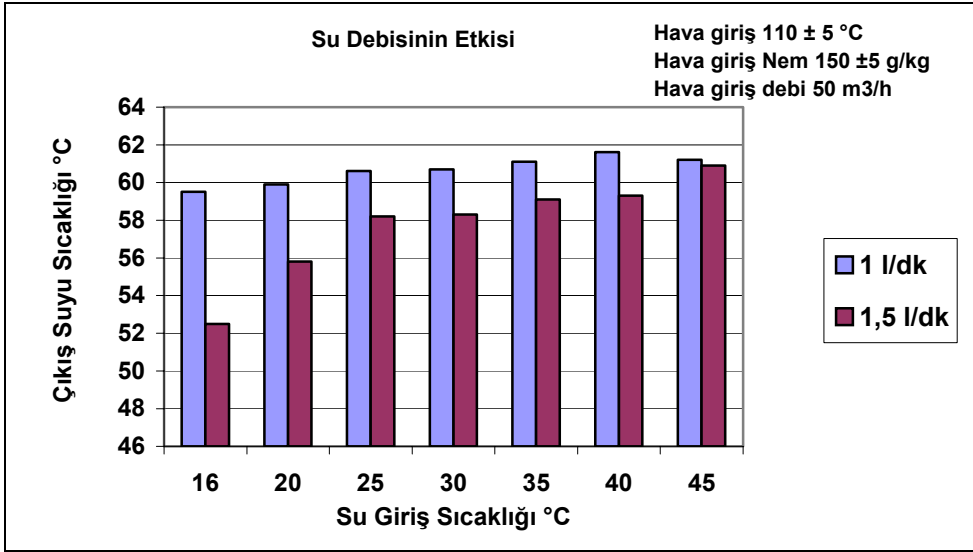
azalmaktadır. Bu suyu terk eden havayla üstten gelen soğuk suyun daha az temas etmesi ve bu nedenle havanın yeterince soğuyamadan kuleyi terk etmesi, havanın enerjisinden yeterince faydalanılamamasına neden olmaktadır. Bu nedenle düşük su seviyesinde çalışmanın daha avantajlı olduğu düşünülmektedir.

En iyi sonuçların 7 kg raschig halkası kullanılmasıyla ve 10 cm su seviyesi seçilmesiyle elde edilmesinden dolayı bundan sonraki denemelerde bu değerler sabit tutulmuştur.

4.3 Su Debisi ve Su Giriş Sıcaklığı

Çalışma süresince 1 l/dk (60 l/sa) ve 1,5 l/dk (90 l/sa) olmak üzere iki farklı su debisi kullanılmıştır. Ön denemelerde ayrıca 1 l/dk'dan az olarak 0,5 l/dk ve 1,5 l/dk'dan fazla olarak 2 l/dk su debileri de kullanılmıştır. 0,5 l/dk su debisinde elde edilen su sıcaklıklarının 1 l/dk'ya göre çok büyük fark göstermemesi dolayısıyla kazanılan enerjinin iyice azalması nedeniyle; 2 l/dk su debisiyle çalışıldığında kazanılan enerjinin yeterli olmasına rağmen elde edilen su sıcaklıklarının daha düşük olması nedeniyle optimum su debisi olarak 1 l/dk ve 1,5 l/dk seçilmiştir.

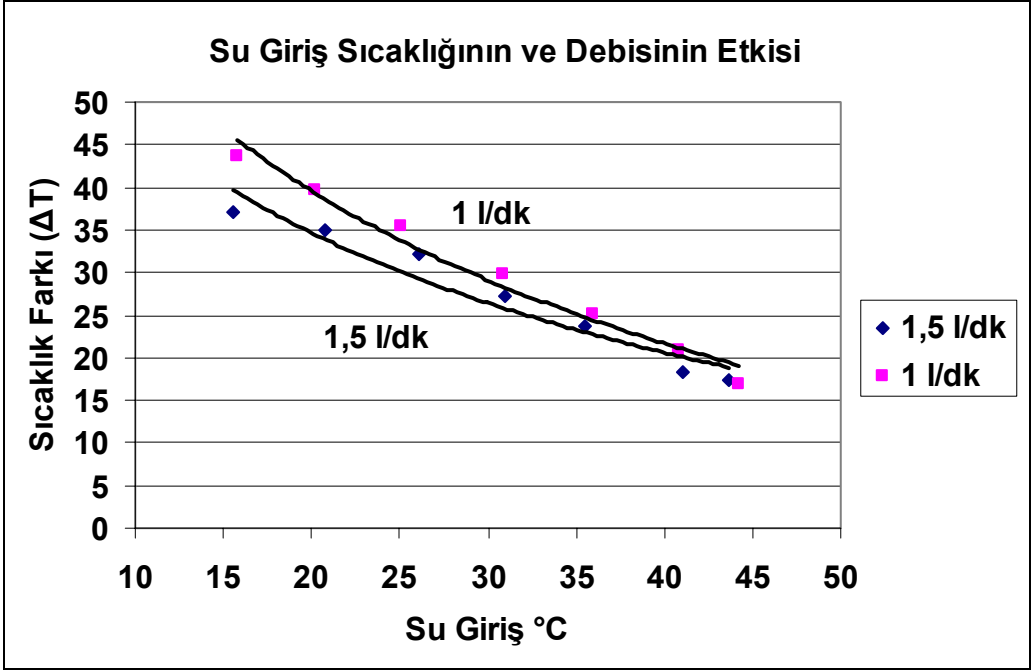
Su giriş sıcaklıkları ise ~ 16 °C ile ~ 45 °C arasında 5'er °C artırılarak değiştirilmiştir. Kullanılan farklı su debilerinin ve su giriş sıcaklıklarının çıkış suyu sıcaklığına olan etkileri incelenmiştir. Denemeler esnasında hava giriş sıcaklığı 110 ± 5 °C, hava debisi 50 m³/sa, hava nemi 150 ± 5 sg_{su buharı}/kg_{kuru hava}, raschig halka miktarı 7 kg ve su seviyesi 10 cm olarak sabit tutulmuştur. Şekil 4.3'de elde edilen sonuçlar gösterilmiştir.



Şekil 4.3 Su debisinin ve giriş sıcaklığının çıkış suyu sıcaklığına etkisi

Aynı su giriş sıcaklık değeri için, su debisi arttığında ısıtılması gereken su miktarı arttığından elde edilen çıkış suyu sıcaklığı azalmıştır. Ancak su giriş sıcaklığı ~ 16 °C'den ~ 45 °C'ye doğru artırıldıkça, su debisindeki artışın elde edilen çıkış suyu sıcaklık değerine olan etkisi azalmıştır. ~ 16 su giriş sıcaklığında 1 l/dk ile elde edilen su çıkış sıcaklığı 59,5 °C, 1,5 l/dk ile elde edilen değer 52,5 °C iken; ~ 45 °C su giriş sıcaklığında 1 l/dk ve 1,5 l/dk su debisiyle elde edilen değer neredeyse aynıdır ve ~ 61 °C'dir.

Şekil 4.4'de su giriş sıcaklığının artırılmasıyla 1 l/dk ve 1,5 l/dk su debisiyle elde edilen su çıkış sıcaklıklarının birbirine yaklaştığı gösterilmektedir.

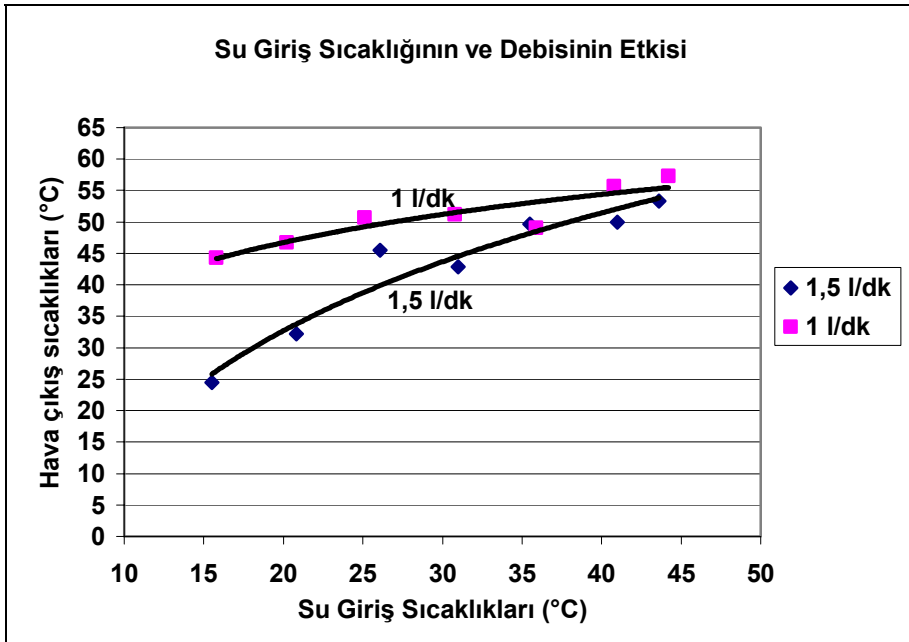


Şekil 4.4 Su giriş sıcaklığı ve debisinin sıcaklık farkına etkisi

1,5 l/dk'lık su debisi için, su girişi ~16 °C olduğunda su 37 °C ısıtılabilirken, su girişi ~45 °C olduğunda su ~17 °C ısıtılabilmiştir. 1 l/dk'lık su debisi için, su girişi ~16 °C olduğunda su ~44 °C ısıtılabilirken, su girişi ~45 °C olduğunda su sadece ~17 °C ısıtılabilmiştir.

Aynı su giriş debisi için, su giriş sıcaklığı ~16 °C'den ~45 °C'ye doğru artırıldıkça çıkış suyu sıcaklıkları doğrusal bir artış göstermemiştir. Su debisinin 1,5 l/dk olduğu durumda, su giriş sıcaklığı ~16 °C'den ~45 °C'ye yaklaşık 30 °C artırıldığında, çıkış suyu sıcaklığı 52,5 °C'den ~61°C'ye 8,5 °C'lik bir artış göstermiştir. Su debisinin 1 l/dk olduğu durumda ise su giriş sıcaklığı ~16 °C'den ~45 °C'ye yaklaşık 30 °C artırıldığında, çıkış suyu sıcaklığı 59,5 °C'den ~61°C'ye 1,5 °C'lik bir artış göstermiştir.

Bu durum, su giriş sıcaklığı yükseldikçe, yıkama kulesinin veriminin azaldığını göstermektedir. Su giriş sıcaklığının artmasının, yıkama kulesine alt kısımdan giriş yapan sıcak nemli havanın içerisindeki nemin yeterince yoğuşturulamadan kuleyi terk etmesine neden olduğu düşünülmektedir. Şekil 4.5’de her su giriş sıcaklığı ve debi için kuleyi terk eden hava sıcaklıkları verilmiştir.



Şekil 4.5 Yıkama kulesini terk eden hava sıcaklıkları ile su giriş sıcaklıkları arasındaki ilişki

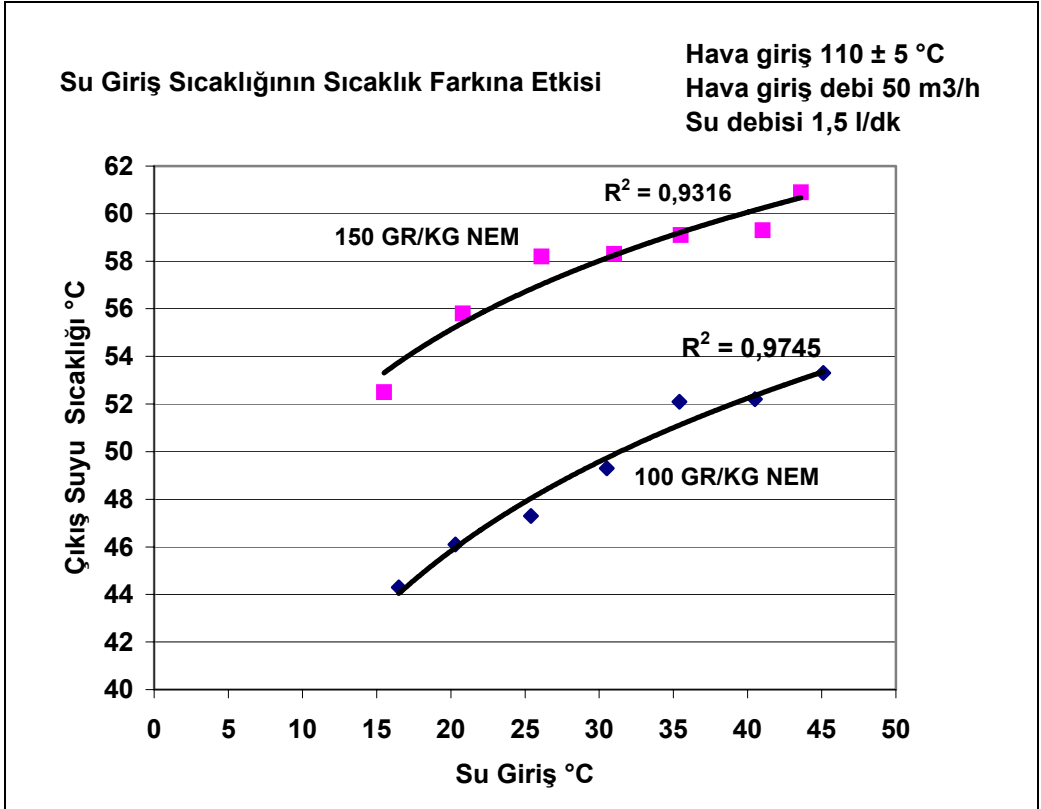
Her iki debi için geçerli olmak üzere, su giriş sıcaklığı arttıkça kuleyi terk eden hava sıcaklığı artmıştır. 1,5 l/dk su debisi için, su giriş sıcaklığının ~16 °C olduğu durumda hava ~25 °C’ye kadar soğutulabilirken, su giriş sıcaklığı ~45 °C olduğunda hava ~53 °C’ye kadar soğutulabilmiştir. 1 l/dk su debisi için, su giriş sıcaklığının ~16 °C olduğu durumda hava ~44 °C’ye kadar soğutulabilirken, su giriş sıcaklığı ~45 °C olduğunda hava ~57 °C’ye kadar soğutulabilmiştir.

Şekil 4.5’den görüldüğü üzere, her su giriş sıcaklığı için, su debisinin 1,5 l/dk olması durumunda kuleyi terk eden hava sıcaklığı daha düşüktür. Bu durum da kuleye giren sıcak nemli havanın, içerisindeki enerjiyi gerek yoğuşma gerekse ısı transferi yoluyla aktarabileceği su miktarının fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Su giriş sıcaklığının artması durumunda her iki su debisiyle elde edilen hava çıkış sıcaklıklarının birbirine yaklaşması da havanın içerisindeki nemin yeterince yoğuşturulamadan kuleden atıldığını göstermektedir.

Isıtılacak suyun debisi, elde edilecek sıcaklık için önemli bir faktördür. Suyun debisi arttıkça, birim zamanda ısıtılması gereken su miktarı artmış olacağından, daha düşük sıcaklıkta su elde edilmektedir. Düşük debilerde daha yüksek sıcaklıkta su elde edilebilmesine karşın, su miktarı az olduğundan, ısıtılan bu suyun kullanılabilirliği azalmaktadır. Ayrıca belirli bir sınırdan sonra su debisi ne kadar azaltılsa bile sıcaklığı daha da artırmak mümkün olmamaktadır.

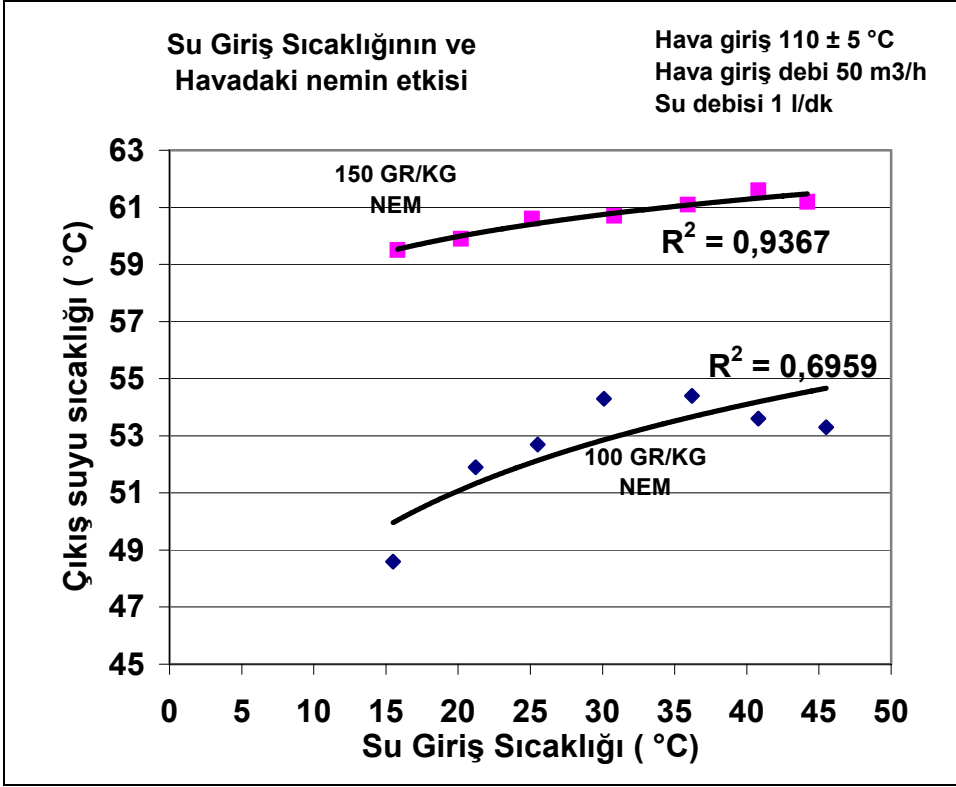
4.4 Havadaki Nem Oranı

Atık hava neminin yüksek olduğu durumda, sıcak atık havanın soğuma enerjisinin yanı sıra, atık havada bulunan su buharının da yoğuşma enerjisinden faydalandığından daha yüksek su sıcaklıklarına ulaşılabilmiştir. Atık hava nemi düşük olduğunda, sadece sıcak atık havanın ve içerisinde bulunan çok az miktardaki su buharının soğuma enerjisinden faydalanılabildiğinden ulaşılan su sıcaklık değerlerinin, yüksek atık hava nemi ile çalışmaya oranla daha düşük olduğu görülmüştür. Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de 100 g_{su buharı}/kg_{kuru hava} ve 150 g_{su buharı}/kg_{kuru hava} giriş havası nemi ile çalışıldığında elde edilen çıkış suyu sıcaklıkları verilmiştir.



Şekil 4.6 Farklı su giriş sıcaklıkları ve hava nem değerlerinin çıkış suyu sıcaklığına etkisi ($1,5\text{ l/dk}$)

$1,5\text{ l/dk}$ su debisiyle farklı su giriş sıcaklıkları ve hava nem değerinde çalışıldığında elde edilen çıkış suyu sıcaklıkları Şekil 4.6’da verilmiştir. Bütün su giriş sıcaklıkları için, 150 g/kg hava nemiyle elde edilen değerler 100 g/kg hava nemiyle elde edilen değerden daha yüksektir. En yüksek çıkış suyu sıcaklığı, su giriş sıcaklığı $\sim 45^\circ\text{C}$ iken 150 g/kg hava nemiyle $\sim 61^\circ\text{C}$ olarak ölçülmüştür. Aynı su giriş sıcaklığı için, $\sim 45^\circ\text{C}$, 100 g/kg hava nemiyle elde edilen değer ise $\sim 53^\circ\text{C}$ ’dir.



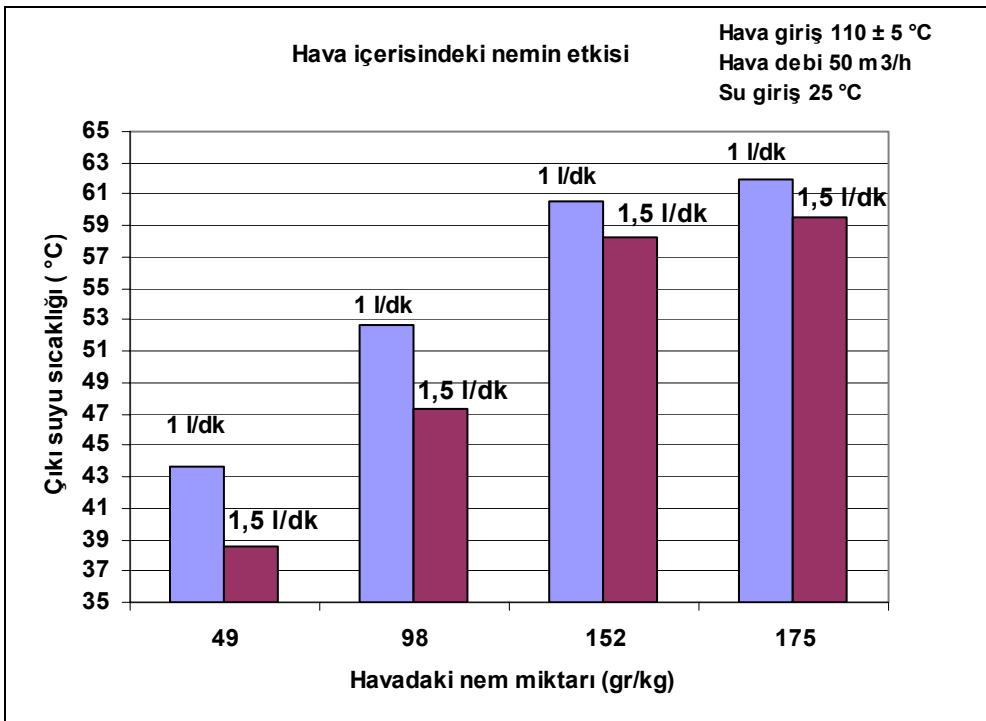
Şekil 4.7 Farklı su giriş sıcaklıkları ve hava nem değerlerinin çıkış suyu sıcaklığına etkisi (1 l/dk)

1 l/ dk su debisiyle farklı su giriş sıcaklıkları ve hava nem değerleri ile çalışıldığında elde edilen çıkış suyu sıcaklıkları Şekil 4.7’de verilmiştir. Bütün su giriş sıcaklıkları için, 150 g/kg hava nemiyle elde edilen değerler 100 g/kg hava nemiyle elde edilen değerden daha yüksektir. En yüksek çıkış suyu sıcaklığı, su giriş sıcaklığı ~45 °C iken 150 g/kg hava nemiyle ~61 °C olarak ölçülmüştür. Aynı su giriş sıcaklığı için (~45 °C), 100 g/kg hava nemiyle elde edilen değer ise ~53 °C’dir.

Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’den görüldüğü üzere, su giriş sıcaklığının artırılması belirli bir noktadan sonra çıkış suyu sıcaklığına fazla etki

etmemektedir. En önemli etken, havanın içerisindeki nemin yoğunlaşmasıyla geri kazanılan ısı enerjisidir.

Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da 25 °C ve 40 °C olmak üzere iki farklı su giriş sıcaklığı seçilerek ve ~50, ~100, ~150, ~175 g/kg olmak üzere 4 farklı hava nemi kullanılarak su debisinin ve hava neminin çıkış suyu sıcaklığına olan etkisi incelenmiştir.

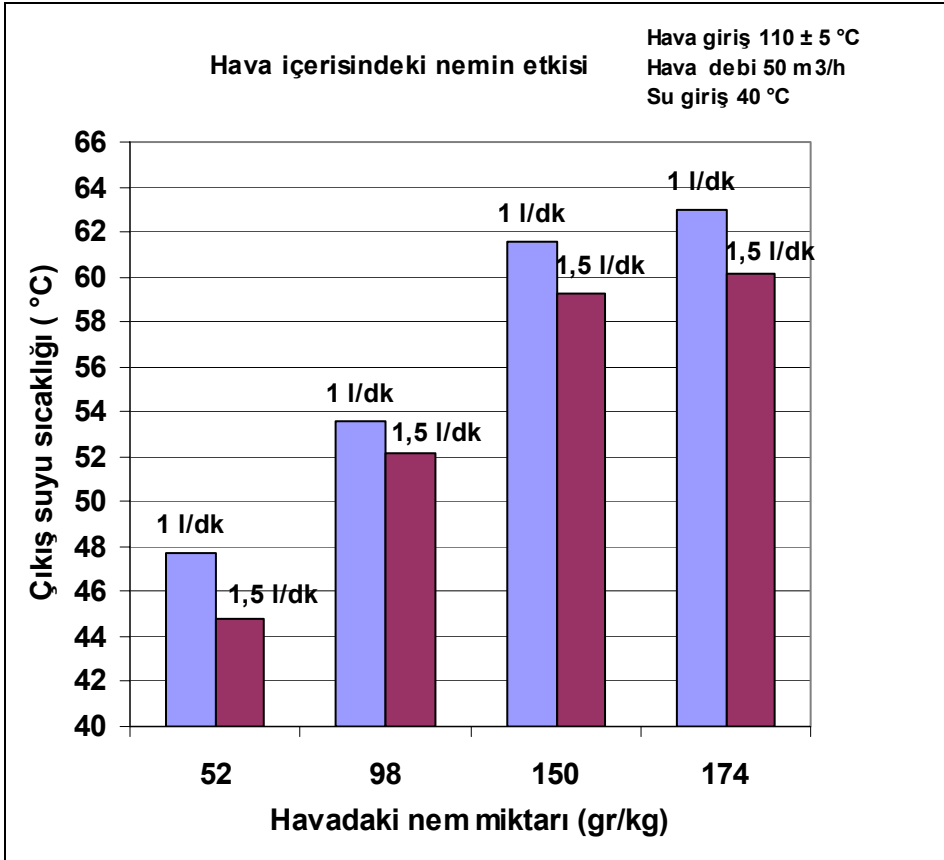


Şekil 4.8 25 °C su giriş sıcaklığı için farklı hava nemi ve su debilerinin çıkış suyu sıcaklığına etkisi

Şekil 4.8’de 25°C su giriş sıcaklığı sabit tutulmak üzere 1 l/dk ve 1,5 l/dk su debisi ve 4 farklı hava giriş neminin elde edilen su çıkış sıcaklığına olan etkisi gösterilmiştir.

Aynı su debisi değeri için hava içerisindeki nem miktarı arttıkça elde edilen çıkış suyu sıcaklığı da artmıştır. 1 l/dk su debisi değeri için ~50 g/kg hava nemiyle çıkış suyu ~43 °C'ye kadar ısıtılabilirken, ~175 g/kg hava nemiyle çıkış suyu ~62 °C'ye kadar ısıtılabilmiştir. 1,5 l/dk su debisi değeri için ~50 g/kg hava nemiyle çıkış suyu ~39 °C'ye kadar ısıtılabilirken, ~175 g/kg hava nemiyle çıkış suyu ~59 °C'ye kadar ısıtılabilmiştir.

Aynı hava nemi değeri için ise ısıtılması gereken su miktarı daha az olduğu için düşük debide daha yüksek çıkış suyu sıcaklığına ulaşılabilmektedir. ~100 g/kg hava nemi değeri için 1 l/dk su debisiyle çıkış suyu ~53 °C'ye kadar ısıtılabilirken, 1,5 l/dk su debisiyle çıkış suyu ~47 °C'ye kadar ısıtılabilmiştir. ~150 g/kg hava nemi değeri için 1 l/dk su debisiyle çıkış suyu ~61 °C'ye kadar ısıtılabilirken, 1,5 l/dk su debisiyle çıkış suyu ~58 °C'ye kadar ısıtılabilmiştir.



Şekil 4.9 40°C su giriş sıcaklığı için farklı hava nemi ve su debilerinin çıkış suyu sıcaklığına etkisi

Şekil 4.9’de 40°C su giriş sıcaklığı sabit tutulmak üzere 1 l/dk ve 1,5 l/dk su debisi ve 4 farklı hava giriş neminin elde edilen su çıkış sıcaklığına olan etkisi gösterilmiştir.

25°C su giriş sıcaklığında olduğu gibi 40°C su giriş sıcaklığı için de geçerli olarak, aynı su debisi değeri için hava içerisindeki nem miktarı arttıkça elde edilen çıkış suyu sıcaklığı da artmıştır. 1 l/dk su debisi değeri için $\sim 50 \text{ g/kg}$ hava nemiyle çıkış suyu $\sim 48^\circ\text{C}$ ’ye kadar ısıtılabilirken, $\sim 175 \text{ g/kg}$ hava nemiyle çıkış suyu $\sim 63^\circ\text{C}$ ’ye kadar

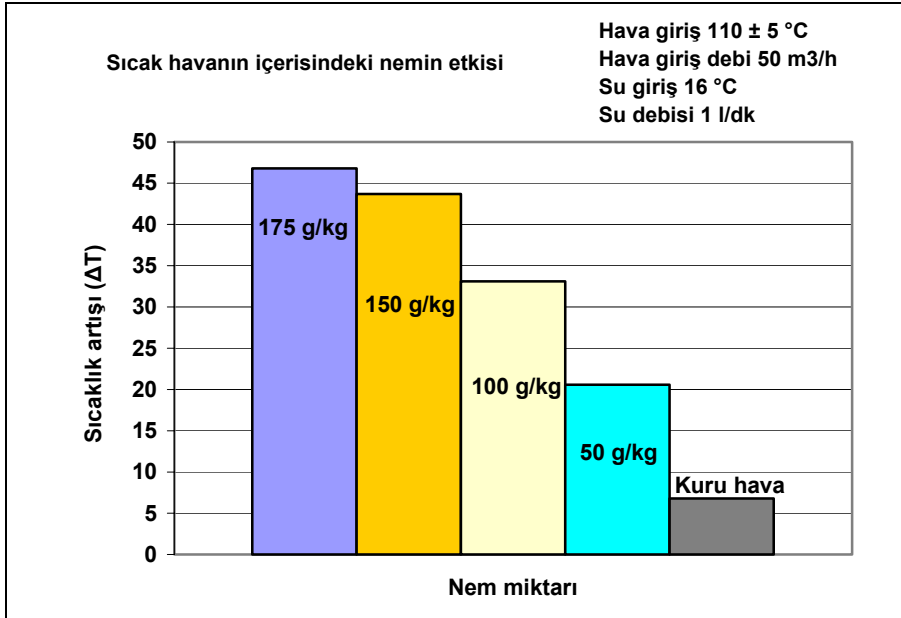
ısıtılabilmiştir. 1,5 l/dk su debisi değeri için ~50 g/kg hava nemiyle çıkış suyu ~45 °C'ye kadar ısıtılabilirken, ~175 g/kg hava nemiyle çıkış suyu ~60 °C'ye kadar ısıtılabilmiştir.

25 °C su giriş sıcaklığında olduğu gibi, 40 °C su giriş sıcaklığı için de aynı hava nemi değeri için ise ısıtılması gereken su miktarı daha az olduğu için düşük debide daha yüksek çıkış suyu sıcaklığına ulaşılabilmektedir. ~100 g/kg hava nemi değeri için 1 l/dk su debisiyle çıkış suyu ~54 °C'ye kadar ısıtılabilirken, 1,5 l/dk su debisiyle çıkış suyu ~52 °C'ye kadar ısıtılabilmiştir. ~150 g/kg hava nemi değeri için 1 l/dk su debisiyle çıkış suyu ~62 °C'ye kadar ısıtılabilirken, 1,5 l/dk su debisiyle çıkış suyu ~59 °C'ye kadar ısıtılabilmiştir.

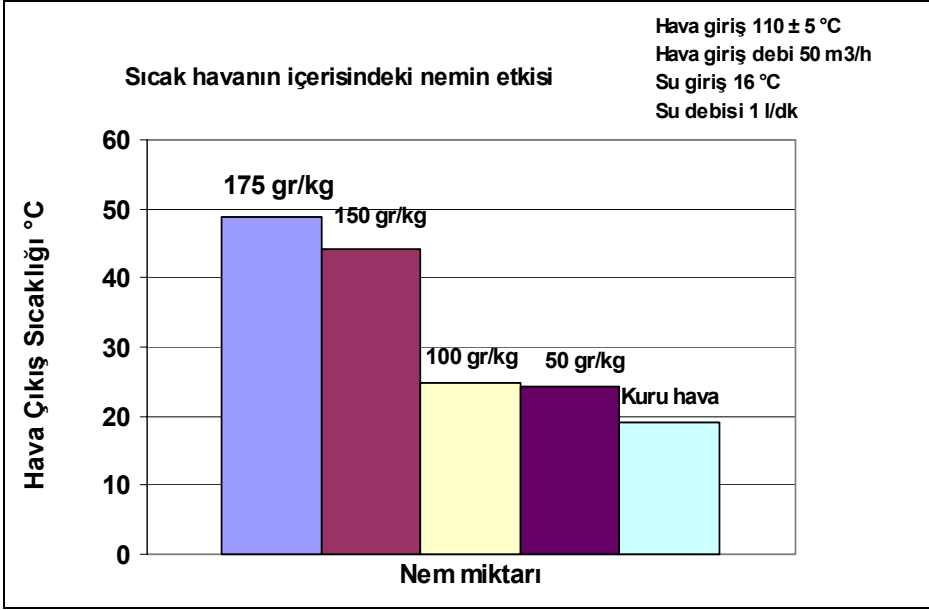
Şekil 4.8 ve Şekil 4.9'dan görüldüğü üzere hava içerisindeki nem miktarının artması, kule içerisinde yoğuşacak su buharı miktarının fazla olmasını, dolayısıyla geri kazanılacak ısı enerji miktarının fazla olmasını sağlamaktadır. Kuleye giren suyun sıcaklığının artması, su debisinin azaltılması durumunda bile belirli bir noktadan sonra çıkış suyu sıcaklığını çok artıramamaktadır. Su giriş sıcaklığının düşük olması durumunda, kule içerisinde daha fazla su buharı yoğuşturulabildiğinden, elde edilen çıkış suyu sıcaklığı yani geri kazanılan ısı enerjisi miktarı daha fazla olmaktadır.

Yukarıdaki verilerden yola çıkarak, düşük su debisi için en düşük su giriş sıcaklığı (~16 °C) seçilerek kuru giriş havası ve farklı nem değerlerine sahip giriş havasının çıkış suyu sıcaklığına etkisi Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Bu deneme sonrasında kuleyi terk eden havanın sıcaklıkları ile hava nem değerleri arasındaki ilişki Şekil 4.11'de verilmiştir.

~110 °C'daki kuru giriş havasıyla kullanıldığında kuleyi terk eden hava ~19 °C'ye kadar ~90 °C soğumasına rağmen ~16 °C'deki giriş suyu sadece 7 °C ısıtılabilmiştir. Ramözde çalışılması istenen ideal atık hava değeri olan 150 g/kg nem değeriyle çalışıldığında, hava ~110 °C'den ~44 °C'ye kadar ~65 °C soğuyarak, çıkış suyunu ~44 °C ısıtabilmiştir. İdeal çalışma şartlarından fazla bir nem değeri olan ~175 g/kg hava nemiyile çalışıldığında ise hava ~49 °C'ye kadar ~60 °C soğuyarak, çıkış suyunu ~47 °C ısıtabilmiştir. Buradan da anlaşılacağı üzere, kule içerisinden geçen suya olan ısı transferi, sıcak havanın soğumasından gelen enerjiden ziyade, hava içerisindeki nemin yoğunlaşmasından kazanılan enerjiden kaynaklanmaktadır. Sıcak nemli hava içerisindeki nem miktarı arttıkça yoğunlaşabilecek su buharı miktarı arttığından daha yüksek sıcaklıklara ulaşılabilir.



Şekil 4.10 1 l/dk su debisi, ~16 °C su giriş sıcaklığı için havadaki farklı nem miktarlarının etkisi

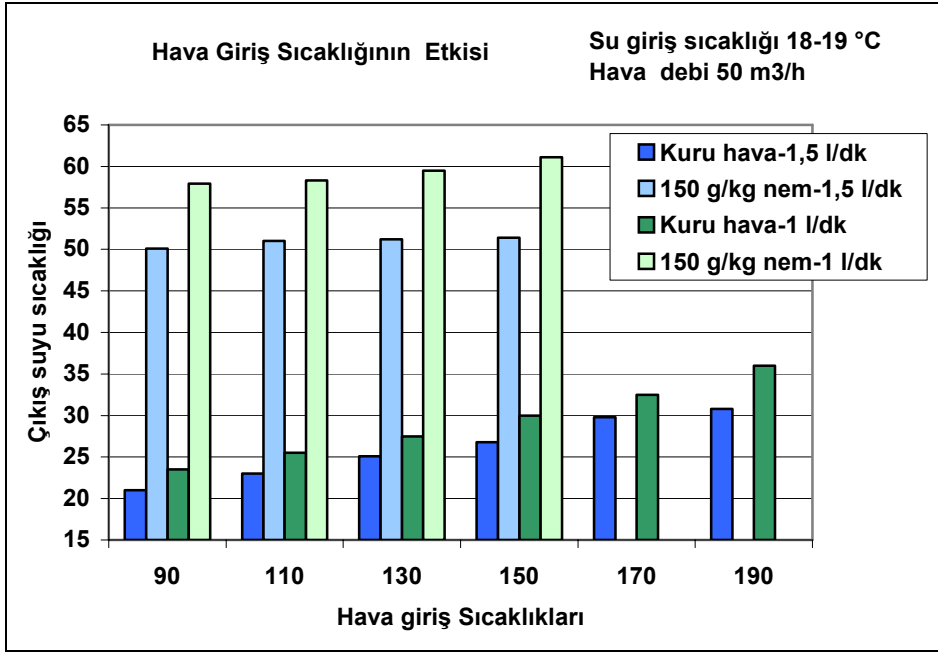


Şekil 4.11 1 l/dk su debisi, ~16 °C su giriş sıcaklığı için havadaki farklı nem miktarlarının hava çıkış sıcaklığına etkisi

4.6 Hava Giriş Sıcaklığının Etkisi

Denemelerde hava giriş sıcaklığının 110 ± 5 °C olacak şekilde sabit tutulmasına rağmen hava giriş sıcaklığının etkisini incelemek amacıyla hava sıcaklığı 90 ila 190 °C aralığında değiştirilerek denemeler yapılmıştır.

Şekil 4.12’de 1 l/dk ve 1,5 l/dk su debileri için, farklı hava giriş sıcaklıklarındaki kuru ve 150 g/kg nem içeren havayla çalışıldığında elde edilen çıkış suyu sıcaklıklarının değişimi gösterilmiştir.



Şekil 4.12 Farklı hava giriş sıcaklarının ve nemin çıkış suyu sıcaklığına etkisi

1,5 l/dk su debisi için kuru havayla çalışıldığında hava giriş sıcaklığı arttıkça elde edilen çıkış suyu sıcaklığı artmıştır. Önceki denemelerde kullanılan ~110 °C giriş havasıyla çalışıldığında su ~23 °C'ye kadar ısıtılabilirken, ramözde çalışılan termofiksaj sıcaklığı olan ~190 °C'deki kuru sıcak havayla ~18 °C'deki su ancak ~31 °C'ye kadar ısıtılabilmiştir.

1 l/dk su debisi için kuru havayla çalışıldığında hava giriş sıcaklığı arttıkça elde edilen çıkış suyu sıcaklığı artmıştır. ~110 °C giriş havasıyla çalışıldığında su ~25 °C'ye kadar ısıtılabilirken, ramözde çalışılan termofiksaj sıcaklığı olan ~190 °C'deki kuru sıcak havayla ~18 °C'deki su ancak ~36 °C'ye kadar ısıtılabilmiştir.

1,5 l/dk su debisi için 150 g/kg nemli havayla çalışıldığında hava giriş sıcaklığı arttıkça elde edilen çıkış suyu çok fazla bir değişim göstermemiştir. 90 °C'deki nemli havayla elde edilen çıkış suyu sıcaklığı ~50 °C iken 150 °C'deki nemli havayla elde edilen çıkış suyu sıcaklığı ~51,5 °C'dir.

1 l/dk su debisi için 150 g/kg nemli havayla çalışıldığında hava giriş sıcaklığı arttıkça elde edilen çıkış suyu artmıştır. 90 °C'deki nemli havayla elde edilen çıkış suyu sıcaklığı ~57 °C iken 150 °C'deki nemli havayla elde edilen çıkış suyu sıcaklığı ~61 °C'dir.

Her iki su debisi için 150 °C'ye kadar olan her hava giriş sıcaklığı için nemli havayla elde edilen çıkış suyu sıcaklıkları, kuru havayla elde edilenden fazladır. Kuru havayla giriş sıcaklığı ~190 °C olarak çalışıldığında bile elde edilen çıkış suyu sıcaklığı, ~90 °C'de nemli havayla çalışılması durumundaki çıkış suyu sıcaklığından azdır.

Şekil 4.12'den görüldüğü üzere havadaki nem oranının çıkış suyu sıcaklığına etkisi, kuru havanın sıcaklığının etkisinden çok daha fazladır. Diğer bir ifadeyle kule içerisinden geçen suyun ısıtılmasında en önemli etken hava sıcaklığından ziyade havanın içerisindeki nemdir. Bu yüzden, yıkama kulesinde ramözden atılan nemli kurutma havasıyla çalışmak, nem içermeyen 170-190 °C'deki termofiksaj havasıyla çalışmaya göre daha uygundur.

4.6 Geri Kazanılan Isı Miktarı

Yıkama kulesi içerisinden geçen ramöz atık havasına benzer sıcak nemli havadan geri kazanılan ısı enerjisi miktarı, aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.

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

Buradaki,

m, kule içerisinde saatte geçen su miktarı (kg/sa)

c, suyun özgül ısısı (1 kcal/kg.°C)

Δt , kule içerisine üstten giren su ile kulenin altından çıkan suyun °C cinsinden sıcaklıkları arasındaki farktır.

Burada bulunan kilokalori cinsinden enerji birimi, kilojoule birimine dönüştürülmüştür.

Bir ramözde 400 g/metretül ağırlığında bir kumaşın 60 m/dk hızla kurutulduğunu ve uzaklaştırılan su miktarının mamul ağırlığının ~%65'i kadar olduğunu kabul edersek, bir saatte uzaklaştırılan su (buharı) miktarı:

$$0,4 \times 60 \times 60 \times 0,65 = 936 \text{ kg/sa } \text{olmaktadır.}$$

Ramöz bacasından atılan atık havadaki nemin 100 g su/kg hava olması durumunda 936 kg/sa nemin bacadan atılabilmesi için kullanılması gerekli hava miktarı $9360 \text{ kg} \approx 11372 \text{ m}^3$ 'tür. Atık havadaki nemin 150 g su/kg hava olması durumunda ise 936 kg/sa nemin bacadan atılabilmesi için kullanılması gerekli hava miktarı $6240 \text{ kg} \approx 8106 \text{ m}^3$ 'tür.

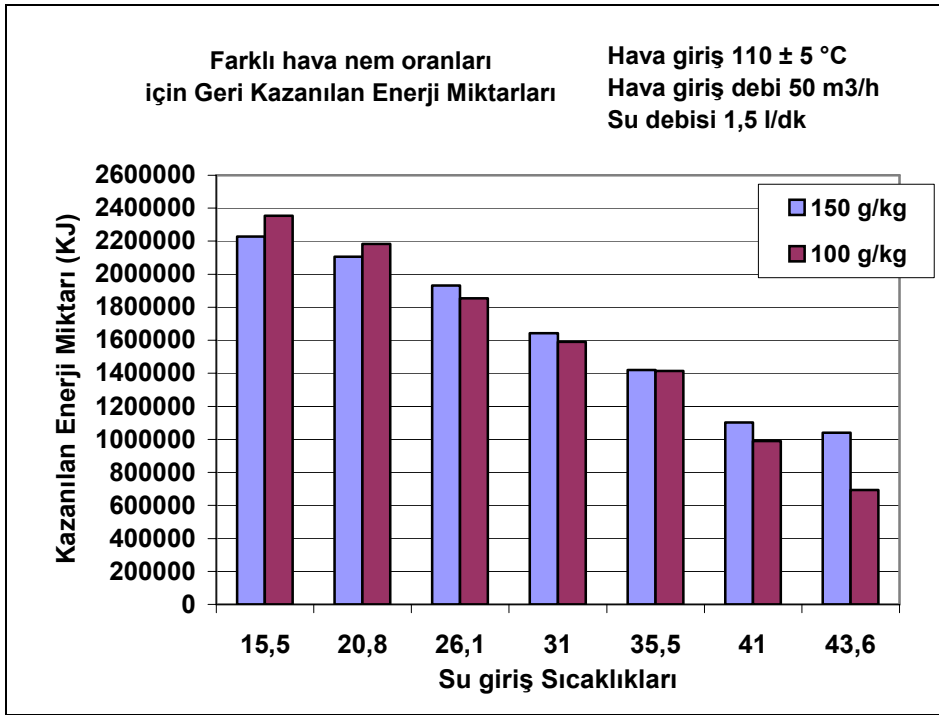
Yıkama kulesinde kullanılan $50 \text{ m}^3/\text{sa}$ 'lık hava debisinden yola çıkarak, prototip sistemin endüstriyel ölçekli bir ramözün atık havasında

kullanılmasını durumunda geri kazanılan enerji miktarını tahmin edebilmek için;

100 g su/kg hava ile çalışıldığında elde edilen Q değeri,
 $11372 \text{ m}^3 / 50 \text{ m}^3 \approx 225$ ile,

150 g su/kg hava ile çalışıldığında elde edilen Q değeri,
 $8106 \text{ m}^3 / 50 \text{ m}^3 \approx 160$ ile çarpılarak hesaplanmıştır.

Prototip yıkama kulesinin işletme şartlarında kullanılması durumunda geri kazanılması tahminlenen ısı enerji miktarları ve bunların hava içerisindeki nem, su giriş sıcaklıkları ve su debisiyle olan değişimleri Şekil 4.13, Şekil 4.14, Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’te verilmiştir.



Şekil 4.13 Geri kazanılması tahminlenen enerji miktarları

Şekil 4.13’de 1,5 l/ dk su debisi için farklı su giriş sıcaklıklarıyla çalışıldığında 150 g/kg ile 100 g/kg hava nem değerleriyle tasarruf edilmesi öngörülen ısı enerji miktarlarının değişimi verilmiştir. Örneğin, 150 g/kg hava nem değeri ve $\sim 16^{\circ}\text{C}$ giren su $\sim 53^{\circ}\text{C}$ ’ye ısıtıldığında;

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

$$Q = 1,5 \text{ l/dk} \times 60 \text{ dk} \times 1 \text{ kcal/kg.}^{\circ}\text{C} \times (53-16)^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 3,330 \text{ kcal} \approx 13,920 \text{ kJ}$$

yaklaşık $\sim 13,920 \text{ kJ}$ tasarruf sağlanmıştır. Endüstriyel ölçekli bir sistemin 1/160’ü olduğu düşünülerek elde edilen bu değer 160 ile çarpılarak $\sim 2,227,200 \text{ kJ}$ tasarruf sağlanması öngörülmektedir.

100 g/kg hava nem değeri ve $\sim 16^{\circ}\text{C}$ giren su $\sim 44^{\circ}\text{C}$ ’ye ısıtıldığında ise;

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

$$Q = 1,5 \text{ l/dk} \times 60 \text{ dk} \times 1 \text{ kcal/kg.}^{\circ}\text{C} \times (44-16)^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 2,520 \text{ kcal} \approx 10,535 \text{ kJ}$$

yaklaşık $\sim 10,535 \text{ kJ}$ tasarruf sağlanmıştır. Endüstriyel ölçekli bir sistemin 1/225’ü olduğu düşünülerek elde edilen bu değer 225 ile çarpıldığında $\sim 2,370,375 \text{ kJ}$ tasarruf sağlanması öngörülmektedir. Bu değer de literatürde bahsedilen tasarruf değerinin neredeyse 1,5 katıdır. Su giriş sıcaklığı $\sim 15^{\circ}\text{C}$ ve $\sim 20^{\circ}\text{C}$ olduğunda, hava nem değeri 100 g/kg ile geri kazanılan enerji miktarı 150g/kg ile kazanılandan daha fazladır. Su giriş sıcaklığı $\sim 25^{\circ}\text{C}$, $\sim 30^{\circ}\text{C}$, $\sim 35^{\circ}\text{C}$, $\sim 40^{\circ}\text{C}$ ve $\sim 45^{\circ}\text{C}$ olduğunda ise, 150 g/kg hava nemiyle geri kazanılan enerji, 100 g/kg hava nemiyle geri kazanılan enerjiden yüksektir. $\sim 15^{\circ}\text{C}$ ve $\sim 20^{\circ}\text{C}$ su giriş sıcaklıklarında 100 g/kg hava nemiyle sağlanan enerji geri kazanımı fazla görünmesine rağmen, atık hava içerisindeki havayı ısıtmak için tüketilen

enerji miktarları göz önüne alındığında 150 g/kg hava nemiyle sağlanan enerji tasarrufu daha fazladır.

Örneğin, 100 g_{su} / kg_{Hava} içeren 110 °C sıcaklıktaki atık hava, yıkama kulesinde 24 °C'ye kadar soğutulduğunda nemi ~19 g_{su}/kg_{Hava}'ya düşmektedir:

1 kg atık havadan sağlanabilecek teorik tasarruf:

100-19= 81 g Su buharının yoğuşma enerjisi: : 43,7 kCal

$Q = 0,081 \text{ kg} \times 540 \text{ kCal}$

100 °C'daki 81 g suyun 44 °C'a soğuma : 4,5 kCal
enerjisi:

$Q = 0,081 \text{ kg} \times (100-44) ^\circ\text{C} \times 1 \text{ kCal/ kg. } ^\circ\text{C}$

110 °C'daki 919 g havanın 24 °C'a soğuma : 16,8 kCal
enerjisi

$Q = 0,919 \text{ kg} \times (110-24) ^\circ\text{C} \times 0,24 \text{ kCal/ kg. } ^\circ\text{C}$

Toplam : 65 kCal/kg_{Hava}

100 g_{su} / kg_{Hava} nem değeri için, 1 kg su

buharını uzaklaştırmak için 9 kg hava

gerekmektedir.

$65 \times 9 = 585 \text{ kCal'dir.}$

Dolayısıyla atık havadaki geri kazanılabilir enerji miktarı:

Yıkama kulemizde gerçekleşen enerji geri kazanımı ise;

50 m³/h $\approx$ 45 kg/h hava debisi ile 1,5 l/dk debideki su ise ~16 °C'den 44 °C'ye ısıtılmaktadır:

$$Q = 90 \text{ kg} \times 1 \text{ kCal/ kg. } ^\circ\text{C} \times (44-16) = 2520 \text{ kCal'dir.}$$

9 kg hava kullanılması durumunda bu değer:

$$Q = 2520 \text{ kCal} / (45/9) = 504 \text{ kCal'dir.}$$

Bu şartlarda çalışıldığında yıkama kulemizin verimi

$$(504/585) \times 100 = \% \sim 86 \text{ 'dir.}$$

150 $\text{g}_{\text{su}}/\text{kg}_{\text{Hava}}$ içeren 110 $^\circ\text{C}$ sıcaklıktaki atık hava, bir hava-su ısı değiştiricide 24 $^\circ\text{C}$ 'a kadar soğutulduğunda nemi 19 $\text{g}_{\text{su}}/\text{kg}_{\text{Hava}}$ 'ya dűřmektedir:

1 kg atık havadan sağlanabilecek teorik tasarruf:

$$150-19 = 131 \text{ g Su buharının yoğuşma enerjisi: } : 70,7 \text{ kCal}$$

$$Q = 0,131 \text{ kg} \times 540 \text{ kCal}$$

$$100 \text{ } ^\circ\text{C'daki } 131 \text{ g suyun } 53 \text{ } ^\circ\text{C'a soğu} : 6,2 \text{ kCal}$$

enerjisi:

$$Q = 0,131 \text{ kg} \times (100-53) \text{ } ^\circ\text{C} \times 1 \text{ kCal/ kg. } ^\circ\text{C}$$

$$110 \text{ } ^\circ\text{C'daki } 869 \text{ g havanın } 25 \text{ } ^\circ\text{C'a soğu} : 15,8 \text{ kCal}$$

enerjisi

$$Q = 0,869 \text{ kg} \times (110-24) \text{ } ^\circ\text{C} \times 0,24 \text{ kCal/ kg. } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Toplam} : 92,7 \text{ kCal}$$

150 $\text{g}_{\text{su}} / \text{kg}_{\text{Hava}}$ nem değeri için, 1 kg su buharını uzaklaştırmak için 6,6 kg hava gerekmektedir.

$$95,6 \times 6,6 = 611,8$$

Dolayısıyla atık havadaki geri kazanılabilir enerji miktarı: kCal'dir.

Yıkama kulemizde gerçekleşen enerji geri kazanımı;

50 m³/h $\approx$ 43 kg/h hava debisi ile 1,5 l/dk debideki su, $\sim$ 16 °C'den 53 °C'ye ısıtılmaktadır.

$$Q = 90 \text{ kg} \times 1 \text{ kCal/ kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (53-16) = 3330 \text{ kCal'dir.}$$

6,6 kg hava kullanılması durumunda bu değer:

$$Q = 3330 \text{ kCal} / (43/6,6) = 511 \text{ kCal'dir.}$$

Bu şartlarda çalışıldığında yıkama kulemizin verimi

$$(511/611,8) \times 100 = \% \sim 84 \text{'dir.}$$

Hesaplamalardan görüldüğü üzere, atık havadaki nem miktarı arttığında, geri kazanılan enerji miktarı da artmaktadır.

Her iki durumda da ramözde 1 kg nemi kurutmak için tüketim değerleri incelendiğinde, 1 kg suyun($\sim$ 1,5 kg kumaşın) kurutulması için:

1 kg suyun 20 $\rightarrow$ 150 °C'a ısınması : 130 kCal

1 kg 150 °C suyun buharlaşması : 504 kCal

1,5 kg kumaşın 95 °C'a ısınması : 35 kCal

İzolasyon, zincir, hava kaçakları : 60 kCal

kayıpları

Toplam : 729 kCal enerji tüketilmektedir

Atık havadaki nem miktarı 100 g_{su}/kg_{Hava} olduğunda, 1 kg su buharını atmak için 9 kg hava gerekmektedir. Ramözde 1 kg temiz havayı 20 °C'den 110 °C'ye kadar ısıtmak için (110-20) °C x 0,240 kCal/kg.°C $\approx$ 22 kCal enerji tüketilmektedir. 110 °C sıcaklıktaki 9 kg

havadaki enerji $9 \times 22 \text{ kCal} = 198 \text{ kCal}$ olmakta ve toplam özgül enerji tüketimi $729+198 = 927 \text{ kCal/kg}_{\text{su}}$ olmaktadır.

Isı değiştiricide kazanılan enerji ise $504 \text{ kCal/kg}_{\text{su}}$ olduğundan, ısı değiştirici kullanıldığında sağlanan enerji tasarrufu $(504/927)*100 = \% 54$ olmaktadır. 1 kg suyu kurutmak için gerekli toplam özgül enerji tüketimi ise $927-504 = 423 \text{ kCal'ye}$ düşmektedir.

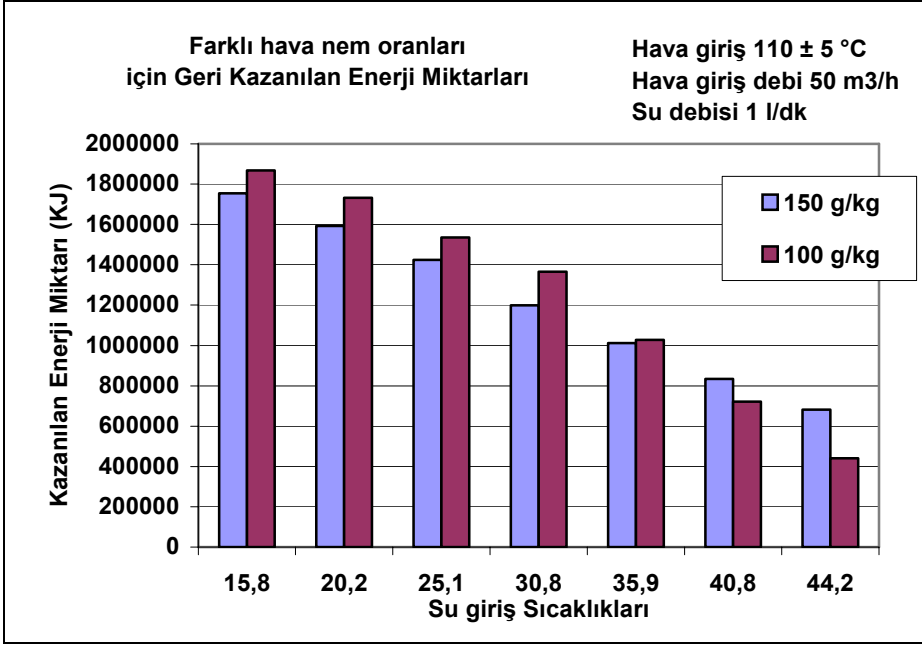
Atık havadaki nem miktarı $150 \text{ g}_{\text{su}}/\text{kg}_{\text{Hava}}$ olduğunda, 1 kg su buharını atmak için 6,6 kg hava gerekmektedir. 110°C sıcaklıktaki 6,6 kg havadaki enerji $6,6 \times 22 \text{ kCal} = 145 \text{ kCal}$ olmakta ve toplam özgül enerji tüketimi $729+145 = 874 \text{ kCal/kg}_{\text{su}}$ olmaktadır.

Isı değiştiricide kazanılan enerji ise $511 \text{ kCal/kg}_{\text{su}}$ olacağından, ısı değiştirici kullanıldığında sağlanan enerji tasarrufu $(511/874)*100 = \% 58$ olmaktadır. 1 kg suyu kurutmak için gerekli toplam özgül enerji tüketimi ise $874-511 = 363 \text{ kCal'ye}$ düşmektedir.

Örnekten de anlaşılaçağı üzere, bazı su giriş sıcaklıklarında 100 g/kg hava nemiyle geri kazanılan enerji miktarlarının 150 g/kg hava nemiyle çalışmaya göre daha fazla olduğu görölmesine rağmen, toplam özgül enerji tüketimleri incelendiğinde, daha fazla hava nemiyle çalışıldığında daha az hava tüketildiğinden, yani kurutma için daha az enerji tüketildiğinden, sağlanan enerji tasarrufu %'si daha fazladır.

Aynı hava nem değeri için, yıkama kulesinde giren suyun sıcaklığı arttıkça geri kazanılan ısı enerjisi miktarı azalmıştır. En düşük su giriş sıcaklığı olan $\sim 16^\circ\text{C}$ için 150 g/kg hava neminde çalışıldığında $1,5 \text{ l/dk}$ su debisi için geri kazanılan enerji $\sim 2,227,200 \text{ kJ}$ iken, 100 g/kg hava neminde çalışıldığında geri kazanılan enerji $\sim 2,370,375 \text{ kJ'}$ dir. En

yüksek su giriş sıcaklığı olan $\sim 45^\circ\text{C}$ için 150 g/kg hava neminde çalışıldığında geri kazanılan enerji $\sim 1,041,320$ kJ iken 100 g/kg hava neminde çalışıldığında geri kazanılan enerji $\sim 694,090$ kJ'dir.



Şekil 4.14 Geri kazanılması tahminlenen enerji miktarları

Şekil 4.14'de 1 l/ dk su debisi için farklı su giriş sıcaklıklarıyla çalışıldığında 150 g/kg ile 100 g/kg hava nem değerleriyle tasarruf edilmesi öngörülen ısı enerji miktarlarının değişimi verilmiştir. Örneğin, 150 g/kg hava nem değeri ve $\sim 16^\circ\text{C}$ giren su $\sim 59,5^\circ\text{C}$ 'ye ısıtıldığında;

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

$$Q = 1 \text{ l/dk} \times 60 \text{ dk} \times 1 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C} \times (59,5-16)^\circ\text{C}$$

$$Q = 2,622 \text{ kcal} \approx 10,960 \text{ kJ}$$

yaklaşık ~10,960 kJ tasarruf sağlanmıştır. Endüstriyel ölçekli bir sistemin 1/160'ü olduğu düşünülerek elde edilen bu değer 160 ile çarpılarak ~1,753,600 kJ tasarruf sağlanması öngörülmektedir.

100 g/kg hava nem değeri ve ~16 °C giren su ~49 °C'ye ısıtıldığında ise;

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

$$Q = 1 \text{ l/dk} \times 60 \text{ dk} \times 1 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C} \times (49-16) ^\circ\text{C}$$

$$Q = 1980 \text{ kcal} \approx 8,275 \text{ kJ}$$

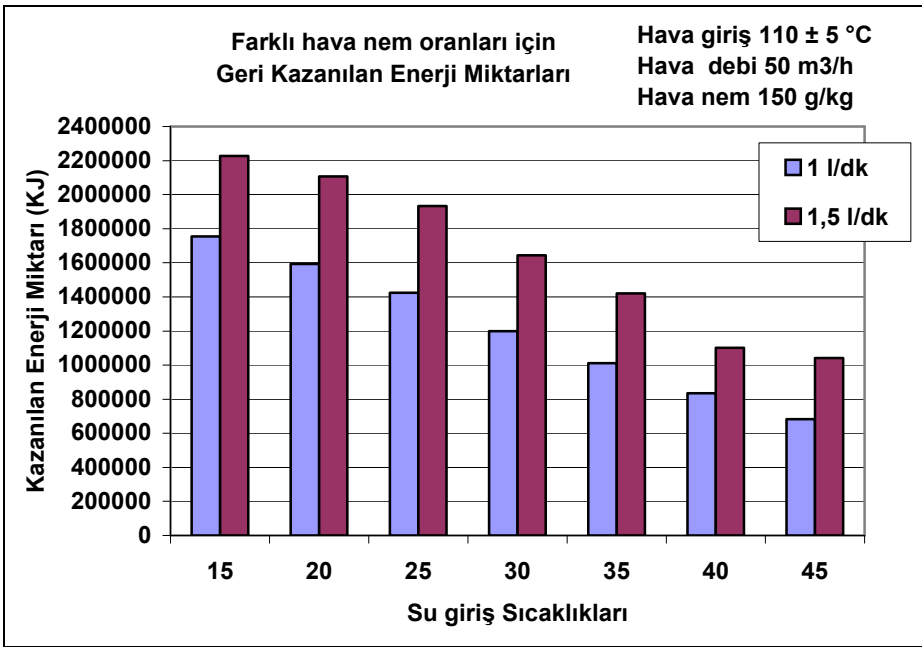
yaklaşık ~8,275 kJ tasarruf sağlanmıştır. Endüstriyel ölçekli bir sistemin 1/225'ü olduğu düşünülerek elde edilen bu değer 225 ile çarpılarak ~1,861,875 kJ tasarruf sağlanması öngörülmektedir.

Su giriş sıcaklığının ~15 °C, ~20 °C, ~25 °C ve ~30 °C olduğu denemelerde 100 g/kg hava nemiyle geri kazanılan enerji miktarı 150 g/kg hava nemiyle geri kazanılan daha fazladır. Su giriş sıcaklığının ~35 °C, ~40 °C ve ~45 °C olduğu durumlarda ise 150 g/kg hava nemiyle geri kazanılan enerji 100 g/kg hava nemiyle geri kazanılandan daha fazladır. 1,5 l/dk su debisiyle yapılan denemelerde olduğu gibi ramözün toplam özgül enerji tüketim miktarları göz önüne alındığında 150 g/kg hava nemiyle gerçekleşen enerji tasarrufu oranının daha fazla olacağı düşünülmektedir.

Aynı hava nem değeri için, yıkama kulesinde giren suyun sıcaklığı arttıkça geri kazanılan ısı enerjisi miktarı azalmıştır. En düşük su giriş sıcaklığı olan ~16 °C için 150 g/kg hava neminde çalışıldığında geri kazanılan enerji ~1,753,600 kJ iken, 100 g/kg hava neminde çalışıldığında geri kazanılan enerji ~1,861,875 kJ'dir. En yüksek su giriş sıcaklığı olan ~45 °C için 150 g/kg hava neminde çalışıldığında geri

kazanılan enerji ~682,175 kJ iken 100 g/kg hava neminde çalışıldığında geri kazanılan enerji ~440,150 kJ'dir.

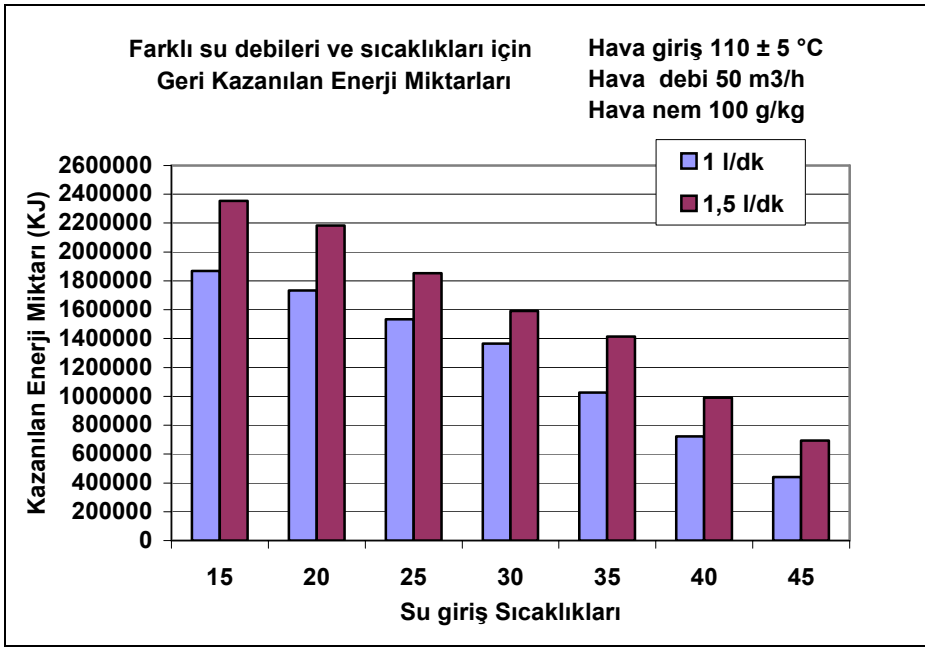
Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'de aynı hava nem değeri için 1 l/dk ve 1,5 l/dk su debilerinin geri kazanılan ısı enerjisi miktarıyla ilişkisi gösterilmiştir.



Şekil 4.15 150 g/kg hava nem değeri için su debisinin ve su giriş sıcaklığının geri kazanılması tahminlenen ısı enerjisi miktarına etkisi

Şekil 4.15'den görüldüğü üzere, bütün su giriş sıcaklıkları için 1,5 l/dk su debisiyle geri kazanılan enerji miktarı 1 l/dk su debisiyle geri kazanılana göre daha yüksektir. Bölüm 4.3'de belirtildiği gibi 1 l/dk su debisinde elde edilen çıkış suyu sıcaklıklarının 1,5 /dk su debisiyle elde edilen çıkış suyu sıcaklıklarından fazla olmasına rağmen, yıkama kulesinde geri kazanılan enerji miktarı 1,5 l/dk ile daha yüksek olmuştur.

100 g/kg hava nem değeri için su debisinin ve su giriş sıcaklığının geri kazanılması tahminlenen ısı enerjisi miktarına etkisi Şekil 4.15’de verilmiştir. 150 g/kg hava nem değerinde yapılan çalışmalarda olduğu gibi burada da 1 l/dk ile elde edilen çıkış suyu sıcaklıkları daha yüksek olmasına rağmen, 1,5 l/dk ile geri kazanılan enerji miktarı 1 l/dk ile elde edilenden daha yüksektir.

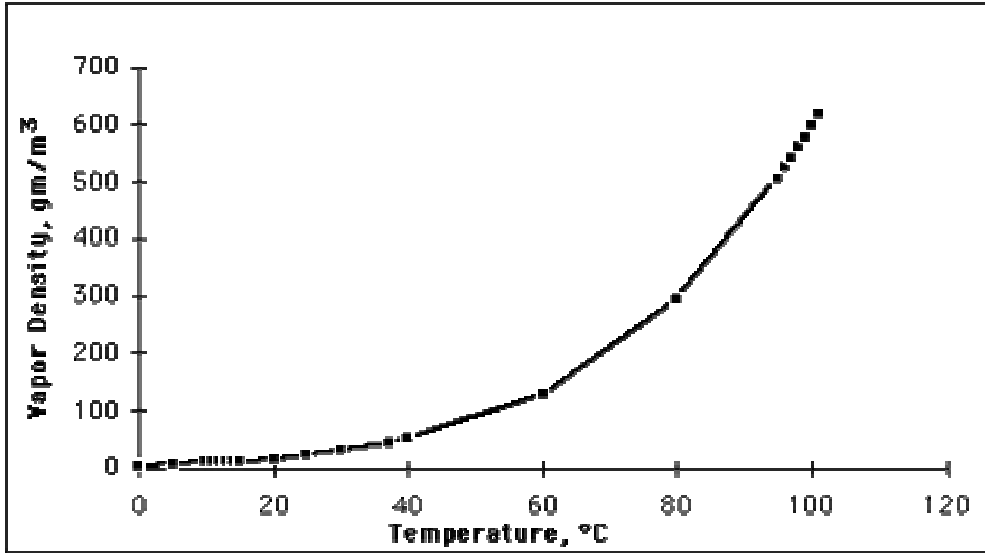


Şekil 4.16 100 g/kg hava nem değeri için su debisinin ve su giriş sıcaklığının geri kazanılması tahminlenen ısı enerjisi miktarına etkisi

4.7 Prototip Yıkama Kulesinde Verim

Su debisinin 1,5 l/dk, su giriş sıcaklığının ~ 16 °C, atık hava sıcaklığının ortalama 110 °C ve atık hava neminin yaklaşık 150 g_{subuharı}/kg_{hava} ≈ 130 g_{subuharı}/m³ olduğu durumda, atık havanın ~ 25 °C'a

kadar soğutulabildiği görülmektedir. Çizelge 4.1 ve Şekil 4.17’de görüldüğü gibi, bu sıcaklıkta atık havada yaklaşık $\sim 25 \text{ g/m}^3$ su buharı kalmaktadır, yani atık havadaki nemin büyük bir kısmı yoğuşturulmuştur.



Şekil 4.17 Havadaki maksimal nem miktarları (<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/HBASE/kinetic/relhum.html#c4>)

Çizelge 4.1 Havadaki maksimal nem miktarları

Havanın sıcaklığı	Maksimal nem miktarı g/m^3 su
0	4,9
10	9,3
20	17,2
30	30,1
40	50,7
50	83,9
60	129,3
70	196,8
80	290,8
90	418,7
100	589,3

Bu denemede atık havanın soğuma enerjisi:

50 m^3 hava $\approx 43,5 \text{ kg}$ hava (112°C 'de $\sim 150\text{g/kg}$ nemli hava için $d \approx 0,87 \text{ kg/m}^3$)

$$m.c.\Delta t = 43,5 \times 0,240 \times (112-25) = 908 \text{ kCal/sa}$$

Yoğuşan su buharı miktarı:

$$m = (130-25) \text{ g/m}^3 \times 50 \text{ m}^3 = 5,25 \text{ kg}$$

Suyun soğuma enerjisi (Atık hava içerisindeki su sıcaklığından çıkış suyu sıcaklığının farkı):

$$m.c.\Delta t = 5,25 \times 1 \times (112-53) = 310 \text{ kCal/sa}$$

Suyun yoğuşma enerjisi:

$$m.L_e = 5,25 \times 540 = 2835 \text{ kCal/sa}$$

Toplam = 4053 kcal/sa enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Teorikte 4053 kcal/sa olması gereken değerin pratikte (ısıtılan su göze alınarak yukarıda hesaplanan değere göre) 3,330 kCal/sa olduğu görülmektedir. Bu durumda yıkama kulesinin verimi $\sim 82\%$ olup pratikte kabul edilebilen bir değerdir. Teorik hesaplamada da görüldüğü üzere kazanılması tahmin edilen enerjinin büyük bir kısmı($\sim 70\%$) atık hava içerisindeki nemin yoğuşturulmasından kaynaklanmaktadır.

Su debisinin 1,5 l/dk, su giriş sıcaklığının $\sim 16^\circ\text{C}$, atık hava sıcaklığının $\sim 110^\circ\text{C}$ ve atık hava neminin yaklaşık $100 \text{ g}_{\text{subuhar}}/\text{kg}_{\text{hava}} \approx 85 \text{ g}_{\text{subuhar}}/\text{m}^3$ olduğu durumda, atık havanın ancak $\sim 25^\circ\text{C}$ 'a kadar soğutulabildiği görülmektedir.

Atık havanın soğuma enerjisi:

$$50 \text{ m}^3 \text{ hava} = 45,2 \text{ kg} \text{ hava} (109^\circ\text{C}'de \sim 100\text{g/kg} \text{ nemli hava için } d \approx 0,904 \text{ kg/m}^3)$$

$$m.c.\Delta t = 45,2 \times 0,240 \times (109-25) = 922 \text{ kCal/sa}$$

Yoğuşan su buharı miktarı:

$$m = (85-25) \text{ g/ m}^3 \times 50 \text{ m}^3 = 3 \text{ kg}$$

Suyun soğuma enerjisi (Atık hava içerisindeki su sıcaklığından çıkış suyu sıcaklığının farkı):

$$m.c.\Delta t = 3 \times 1 \times (109-44) = 195 \text{ kCal/sa}$$

Suyun yoğuşma enerjisi:

$$m.L_e = 3 \times 540 = 1620 \text{ kCal/sa}$$

Toplam = 2737 kcal/sa enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Teorikte 2737 kcal/sa olması gereken değerin pratikte (ısıtılan su göze alınarak yukarıda hesaplanan değere göre) 2520 kCal/sa olduğu görülmektedir. Bu durumda yıkama kulesinin verimi ~%92 olup pratikte kabul edilebilen yüksek bir değerdir.

Su debisinin 1,5 l/dk, su giriş sıcaklığının ~45 °C, atık hava sıcaklığının ~110 °C ve atık hava neminin yaklaşık 150 g_{subuharı}/kg_{hava} ≈ 130 g_{subuharı}/m³ olduğu durumda, atık hava ~53 °C'a kadar soğutulabilmektedir. Bu sıcaklıkta atık havada ~90 g/m³ su buharı kalmaktadır, yani atık havada yoğuşturulamayan nem miktarı fazladır.

Bu durumda,

Atık havanın soğuma enerjisi:

$$50 \text{ m}^3 \text{ hava} = 43,9 \text{ kg hava (110°C'de ~150g/kg nemli hava için } d \approx 0,878 \text{ kg/m}^3)$$

$$m.c.\Delta t = 43,9 \times 0,240 \times (110-53) = 600 \text{ kCal/sa}$$

Yoğuşan su buharı miktarı:

$$m = (130-90) \text{ g/ m}^3 \times 50 \text{ m}^3 = 2,25 \text{ kg}$$

Suyun soğuma enerjisi:

$$m.c.\Delta t = 2,25 \times 1 \times (110-61) = 110 \text{ kCal/sa}$$

Suyun yoğuşma enerjisi:

$$m.Le = 2,25 \times 540 = 1215 \text{ kCal/sa}$$

Toplam = 1928 kcal/sa enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Teorikte 1928 kcal/sa olması gereken değerin pratikte (ısıtılan su göze alınarak yukarıda hesaplanan değere göre) 1557 kCal/sa olduğu görülmektedir. Bu durumda yıkama kulesinin verimi ~%81 olup pratikte kabul edilebilen yüksek bir değerdir.

Su debisinin 1,5 l/dk, su giriş sıcaklığının ~45 °C, atık hava sıcaklığının ~110 °C ve atık hava neminin yaklaşık 100 g_{subuharı}/kg_{hava} ≈ 85 g_{subuharı}/m³ olduğu durumda, atık havanın ancak 50 °C'a kadar soğutulabildiği görülmektedir. Bu sıcaklıkta atık havada ~80 g/m³ su buharı kalmaktadır, yani atık havada yoğuşturulamayan nem miktarı fazladır. Bu durumda,

Atık havanın soğuma enerjisi:

$$50 \text{ m}^3 \text{ hava} = 45,2 \text{ kg hava (110°C'de ~100g/kg nemli hava için } d \approx 0,904 \text{ kg/m}^3)$$

$$m.c.\Delta t = 45,2 \times 0,240 \times (110-50) = 864 \text{ kCal/sa}$$

Yoğuşan su buharı miktarı:

$$m = (85-80) \text{ g/m}^3 \times 50 \text{ m}^3 = 0,35 \text{ kg}$$

Suyun soğuma enerjisi:

$$m.c.\Delta t = 0,35 \times 1 \times (110-53) = 20 \text{ kCal/sa}$$

Suyun yoğuşma enerjisi:

$$m.Le = 0,35 \times 540 = 189 \text{ kCal/sa}$$

Toplam = 1073 kcal/sa enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Teorikte 1073 kcal/sa olması gereken değerin pratikte (ısıtılan su göze alınarak yukarıda hesaplanan değere göre) 740 kCal/sa olduğu görülmektedir. Bu durumda yıkama kulesinin verimi ~%70 olup pratikte kabul edilebilen değerin altındadır.

Su debisinin 1 l/dk, su giriş sıcaklığının ~15 °C, atık hava sıcaklığının ~110 °C ve atık hava neminin yaklaşık 150 g_{subuharı}/kg_{hava} ≈ 130 g_{subuharı}/m³ olduğu durumda, atık hava ~43 °C'a kadar soğutulabilmektedir. Bu sıcaklıkta atık havada ~60 g/m³ su buharı kalmaktadır, yani atık havada nemin büyük kısmı yoğunlaştırılmıştır. Bu durumda,

Atık havanın soğuma enerjisi:

$$50 \text{ m}^3 \text{ hava} = 44 \text{ kg hava (111}^\circ\text{C'de } \sim 150\text{g/kg nemli hava için } d \approx 0,88 \text{ kg/m}^3)$$

$$m.c.\Delta t = 44 \times 0,240 \times (111-43) = 718 \text{ kCal/sa}$$

Yoğuşan su buharı miktarı:

$$m = (130-60) \text{ g/ m}^3 \times 50 \text{ m}^3 = 3,5 \text{ kg}$$

Suyun soğuma enerjisi:

$$m.c.\Delta t = 3,5 \times 1 \times (111-60) = 179 \text{ kCal/sa}$$

Suyun yoğuşma enerjisi:

$$m.L_e = 3,5 \times 540 = 1890 \text{ kCal/sa}$$

Toplam = 2787 kcal/sa enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Teorikte 2787 kcal/sa olması gereken değerin pratikte (ısıtılan su göze alınarak yukarıda hesaplanan değere göre) 2612 kCal/sa olduğu görülmektedir. Bu durumda yıkama kulesinin verimi ~%94 olup pratikte kabul edilebilen yüksek bir değerdir.

Su debisinin 1 l/dk, su giriş sıcaklığının $\sim 45^\circ\text{C}$, atık hava sıcaklığının $\sim 110^\circ\text{C}$ ve atık hava neminin yaklaşık $150 \text{ g}_{\text{subuharı}}/\text{kg}_{\text{hava}} \approx 130 \text{ g}_{\text{subuharı}}/\text{m}^3$ olduğu durumda, atık hava $\sim 57^\circ\text{C}$ 'a kadar soğutulabilmektedir. Bu sıcaklıkta atık havada $\sim 105 \text{ g}/\text{m}^3$ su buharı kalmaktadır, yani atık havada yoğuşturulamayan nem miktarı fazladır.

Bu durumda,

Atık havanın soğuma enerjisi:

$50 \text{ m}^3 \text{ hava} = 44 \text{ kg hava}$ (110°C 'de $\sim 150 \text{ g}/\text{kg}$ nemli hava için $d \approx 0,88 \text{ kg}/\text{m}^3$)

$m.c.\Delta t = 44 \times 0,240 \times (110 - 57) = 560 \text{ kCal/sa}$

Yoğuşan su buharı miktarı:

$m = (130 - 105) \text{ g}/\text{m}^3 \times 50 \text{ m}^3 = 1,35 \text{ kg}$

Suyun soğuma enerjisi:

$m.c.\Delta t = 1,35 \times 1 \times (110 - 61) = 66 \text{ kCal/sa}$

Suyun yoğuşma enerjisi:

$m.L_e = 1,35 \times 540 = 729 \text{ kCal/sa}$

Toplam = 1354 kcal/sa enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Teorikte 1354 kcal/sa olması gereken değerin pratikte (ısıtılan su göze alınarak yukarıda hesaplanan değere göre) 1020 kCal/sa olduğu görülmektedir. Bu durumda yıkama kulesinin verimi $\sim 75\%$ olup pratikte kabul edilebilen bir değerdir.

Su debisinin 1 l/dk, su giriş sıcaklığının $\sim 16^\circ\text{C}$, atık hava sıcaklığının $\sim 110^\circ\text{C}$ ve atık hava neminin yaklaşık $100 \text{ g}_{\text{subuharı}}/\text{kg}_{\text{hava}} \approx 85 \text{ g}_{\text{subuharı}}/\text{m}^3$ olduğu durumda, atık hava ancak 25°C 'a kadar soğutulabildiği görülmektedir.

Atık havanın soğuma enerjisi:

$50 \text{ m}^3 \text{ hava} = 45 \text{ kg hava}$ (109°C 'de $\sim 100\text{g/kg}$ nemli hava için $d \approx 0,90 \text{ kg/m}^3$)

$$m.c.\Delta t = 45 \times 0,240 \times (109-25) = 918 \text{ kCal/sa}$$

Yoğuşan su buharı miktarı:

$$m = (85-25) \text{ g/m}^3 \times 50 \text{ m}^3 = 3 \text{ kg}$$

Suyun soğuma enerjisi:

$$m.c.\Delta t = 3 \times 1 \times (109-49) = 180 \text{ kCal/sa}$$

Suyun yoğuşma enerjisi:

$$m.L_e = 3 \times 540 = 1620 \text{ kCal/sa}$$

Toplam = 2718 kcal/sa enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Teorikte 2718 kcal/sa olması gereken değerin pratikte (ısıtılan su göze alınarak yukarıda hesaplanan değere göre) 1985 kCal/sa olduğu görülmektedir. Bu durumda yıkama kulesinin verimi $\sim 73\%$ olup pratikte kabul edilebilen bir değerdir.

Su debisinin 1 l/dk, su giriş sıcaklığının $\sim 45^\circ\text{C}$, atık hava sıcaklığının $\sim 110^\circ\text{C}$ ve atık hava neminin yaklaşık $100 \text{ g}_{\text{su}}/\text{kg}_{\text{hava}} \approx 85 \text{ g}_{\text{subuharı}}/\text{m}^3$ olduğu durumda, atık hava ancak 51°C 'a kadar soğutulabildiği görülmektedir. Bu sıcaklıkta atık havada $\sim 82 \text{ g/m}^3$ su buharı kalmaktadır, yani atık havada yoğuşturulamayan nem miktarı fazladır. Bu durumda,

Atık havanın soğuma enerjisi:

$50 \text{ m}^3 \text{ hava} = 45,2 \text{ kg hava}$ (110°C 'de $\sim 100\text{g/kg}$ nemli hava için $d \approx 0,904 \text{ kg/m}^3$)

$$m.c.\Delta t = 45,2 \times 0,240 \times (110-51) = 640 \text{ kCal/sa}$$

Yoğuşan su buharı miktarı:

$$m = (85-82) \text{ g/m}^3 \times 50 \text{ m}^3 = 0,15 \text{ kg}$$

Suyun soğuma enerjisi:

$$m.c.\Delta t = 0,15 \times 1 \times (110-53) = 8,5 \text{ kCal/sa}$$

Suyun yoğuşma enerjisi:

$$m.L_e = 0,15 \times 540 = 81 \text{ kCal/sa}$$

Toplam = 730 kcal/sa enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Teorikte 730 kcal/sa olması gereken değerin pratikte (ısıtılan su göze alınarak yukarıda hesaplanan değere göre) 470 kCal/sa olduğu görülmektedir. Bu durumda yıkama kulesinin verimi ~%65 olup pratikte kabul edilebilen değerin altındadır.

Yukarıda yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen verim dereceleri Çizelge 4.2’de gösterilmiştir. Çizelgeden görüldüğü üzere 150 g/ kg hava nem değerinde çalışıldığında, her iki su debisinde de yıkama kulesinin verimi pratikte kabul edilen %75 değerinin üzerindedir. Hava nem değerinin 100 g/kg olduğu çalışmalarda ise hava içerisindeki nem daha az yoğunlaştırulabildiği için verim azalmasına rağmen, su giriş sıcaklığının yüksek olduğu sıcaklıklar hariç verim derecesi % 70’in üzerindedir.

Çizelge 4.2 Yıkama kulesinde verim derecesi karşılaştırmaları

Su debisi	Su giriş sıcaklıkları	Hava nem değerleri	
		100 g/kg	150g/kg
1,5 l/dk	~15 °C	% 92	%82
	~45 °C	% 70	%81
1 l/dk	~15 °C	%73	%94
	~45 °C	%65	%75

5. GENEL SONUÇLAR

Ramöz atık havasından ısı geri kazanılması amacıyla laboratuvar ölçekli prototip bir yıkama kulesi konstrükte edilerek başarıyla çalıştırılmıştır.

Belirli nem, sıcaklık ve debiye sahip, ramöz atık havasına benzer bir hava karışımıyla kule içerisinden sürekli olarak geçmekte olan belirli debi ve sıcaklıktaki su ısıtılarak enerji geri kazanımı sağlanmıştır.

Kule içerisinden geçen sıcak nemli hava karışımıyla soğuk su akımının, raschig halkaları adıyla bilinen dolgu maddeleriyle yoğun bir şekilde temas ettirilmesi sağlanmıştır.

Ramöz atık havasındaki nem miktarının elde edilen su sıcaklığında, dolayısıyla geri kazanılan enerji miktarında büyük bir etken olduğu tespit edilmiştir. Hava içerisindeki nem miktarının artması kule içerisinde yoğunlaştırulan su buharı miktarının ve geri kazanılan ısı enerjisinin artmasını sağlamıştır. Ramözde çalışması tavsiye edilen 150 g/kg atık hava nemiyle kule içerisine püskürtülen su ~62 °C'ye kadar ısıtılabilmiştir.

Su giriş sıcaklığının düşük olduğu durumlarda 100 g/kg hava nemiyle geri kazanılan enerji miktarlarının 150 g/kg hava nemiyle çalışmaya göre daha fazla olduğu görülmüştür. Ancak ramözün toplam özgül enerji tüketimleri incelendiğinde daha fazla hava nemiyle çalışıldığında daha az hava tüketildiğinden, ramözün toplam enerji tüketimi azalmakta, dolayısıyla gerçekleşen enerji tasarrufu oranının daha fazla olduğu görülmektedir.

Atık hava ve temiz işletme suyunun debisi, elde edilecek su sıcaklığı üzerinde büyük rol oynamaktadır. Bu çalışmada atık hava debisi sabit tutulup, temiz işletme suyunun debisi incelenmiştir. Debi düştükçe, su sıcaklığı artmasına rağmen yüksek su debisinde geri kazanılan enerji miktarı daha fazladır. Ancak optimum bir debi değeri ifade edilememekte olup, işletmelerin ihtiyacı olan su miktarı ve sıcaklığına bağlı olarak optimizasyonunun yapılması gerekli olmaktadır.

Kule içerisine beslenen suyun sıcaklığı arttıkça elde edilen suyun sıcaklığının artmasına rağmen, bu artış aynı oranda olmamıştır. Aynı zamanda su giriş sıcaklığı arttıkça geri kazanılan enerji miktarı azalmıştır. Çünkü kule içerisine giren su sıcaklığı arttıkça hava içerisindeki su buharı yeterince yoğuşturulamamakta ve bu enerjiden faydalanılamamaktadır.

Yıkama kulesine için avantaj olarak sayabileceğimiz bir durum da, beslenen suyun sıcaklığı 15 ila 45 °C arasında değiştirilse bile, elde edilen suyun sıcaklığının 55 ila 60 °C arasında olmasıdır.

Farklı hava giriş sıcaklarının elde edilen çıkış suyu sıcaklıklarına etkisi incelendiğinde, yıkama kulesinde ramözden atılan nemli kurutma havasıyla çalışmanın nem içermeyen 170-190 °C'deki termofiksaj havasıyla çalışmaya göre daha uygun olduğu görülmektedir. Ramözden atılan termofiksaj veya kondenzasyon havasıyla çalışıldığında hem daha az enerji kazanılması hem de yıkama kulesinden atılan suyun yoğun bir şekilde kirlenmesi söz konusudur.

Optimum koşullar sağlandığında laboratuvar ölçekli prototip yıkama kulesinde geri kazanılması öngörülen enerji miktarının, literatürde bahsedilen değerin çok üstünde olduğu gözlemlenmiştir. Aynı

şekilde yıkama kulesinde ısıtılan su göz önüne alınarak hesaplanan verim derecesinin optimum koşullarda %94'e çıkabileceği tespit edilmiştir. Bu kadar yüksek rakamlara ulaşabilmenin nedeni olarak konstrükte edilen yıkama kulesinin tasarımı ve çalışma tarzının önemli bir etken olduğu düşünülmektedir. Bu çalışmada kullanılan yıkama kulesi sistemi hem reküperatif, hem de rejeneratif sistem esasına göre çalışmaktadır. Aynı zamanda diğer direkt temaslı yıkama kulelerinden farklı olarak bu çalışmadaki tasarımda sıcak nemli hava, kulenin alt kısmında öncelikle kendinden soğuk su içerisine püskürtülmektedir. Burada atık sıcak nemli hava, ısısının bir kısmını gerek soğuyarak gerekse bünyesindeki su buharının yoğunlaşmasıyla suya aktararak yukarı çıkmaktadır. Bir miktar ısınıp kaybeden ancak bünyesinde halen ısı ve nem bulunan hava, hem kulenin üst tarafından gelmekte olan kendisinden daha soğuk suyla, hem de raschig halkalarıyla temas etmekte ve ısınıp bunlara vermektedir. Böylece biraz daha soğuyan hava buradan çıkıp, en son olarak düzden püskürtülen soğuk su zerreleriyle temas ederek tekrar soğumakta ve enerjisini suya vermektedir. Kulenin üst kısmından püskürtülen su zerreleri de ters akım prensibine göre hava akımıyla temas ederek ısınmakta ve en sıcak su kuleyi alt kısımdan terk etmektedir.

Ramöz atık havasında elyaf uçuntuları, tozlar, vs. gibi yabancı maddeler ve kumaştan gelen çeşitli yağimsı maddeler (lycra yağları, çeşitli hidrokarbonlar, vs.) bulunabilmektedir. Bu yabancı maddelerin ısı değiştirici sistemine girmesi durumunda, ısı değiştiricinin tıkanma problemiyle karşılaşmaktadır. Bu nedenle sistemin girişine etkili bir filtre sisteminin montajı büyük önem arz etmektedir.

Hava ile suyun direkt olarak temasta olduğu yıkama kulelerinde ramöz havasının kullanılmasıyla bu yabancı maddeler ve pislikler gerek yoğunlaşarak gerekse çözünerek suya geçmektedir. Bu nedenle yıkama

kulelerinden elde edilen sıcak su temiz değildir. Terbiye işletmelerinde ramöz atık havasından yıkama kulesiyle ısı geri kazanımı sistemi üç şekilde kullanılabilir:

1. Terbiye işletmelerinde yaş işlemlerden atılan tüm sıcak ve soğuk atık flotteler birleştirilerek 30–40 °C'deki ılık atık suyun geliştirdiğimiz yıkama kulesinden geçirilmesi sağlanabilir. Burada daha da kirlenen fakat sıcaklığı 55-60 °C'a kadar artan sıcak atık su tekrar bir sıvı/sıvı ısı eşanjöründen geçirilerek, yıkama veya boyamada kullanılabilecek temiz sıcak (55-60 °C) su elde edilebilmektedir.
2. Daha verimli bir çalışma şeklinde termostatlı vanalar kullanılarak 50-55 °C'dan daha sıcak atık sular doğrudan sıvı/sıvı eşanjörüne; 50-55 °C'dan daha soğuk sular da (karışınca 25-30 °C olan) yıkama kulesinde ramöz atık havasıyla 55-60 °C'a kadar ısıtıldıktan sonra aynı sıvı/sıvı eşanjörüne gönderilmektedir.
3. Daha yüksek bir yatırım gerektiren bir çalışma şeklinde ise, termostatlı vanalar kullanılarak 75-80 °C'dan daha sıcak atık sular bir sıvı/sıvı eşanjöründen geçirilerek burada ~80°C civarındaki sıcaklıkta temiz sıcak su elde edilirken; 75-80 °C'dan daha soğuk sular (karışınca 30-35 °C olan) yıkama kulesinde ramöz atık havasıyla 55-60 °C'a kadar ısıtıldıktan sonra ayrı bir sıvı/sıvı eşanjöründen geçirilerek, burada da 50-55 °C sıcaklıkta temiz su elde edilmektedir.

Terbiye işletmeleri için ramöz atık havası büyük bir enerji tasarrufu potansiyeline sahiptir. Ramöz atık havasındaki ısı enerjisini, direkt temas esasına göre çalışılan hava-su sistemlerinden olan yıkama kuleleri kullanılarak en verimli şekilde geri kazanmak mümkündür.

6. KAYNAKLAR DİZİNİ

Alfa Laval, 1980, Heat Exchanger Guide, Lund, Sweden

Banchero, J. T., Badger, W. L., 1979 Kimya Mühendisliğine Giriş-2
Ünit Operasyonlar; Çev. İhsan Çatalta, Baskı: İstanbul İnkılap Ve
Aka

Bolat, E., 2002, Proses Cihazlarının Tasarımı – Ders Notları, Yıldız
Teknik Üniversitesi, Kimya Mühendisliği Bölümü

Brückner Teknik Doküman, 1993, Heat Recuperation and Exhaust Air
Purification Systems for the Textile Industry,

Brückner teknik Doküman, 2003, Eco Technologies,

Burgai, M. P., Chandra, R., 2000, Boiler Operations, New Age
Publishers, , Yeni Delhi, Hindistan

Butterworth, D., 1991, In Boilers, Evaporators and Condensers, Wiley,
New York

Butterworth, D., 1991. Steam Power Plant and Process Condensers,
Boilers, Evaporators and condensers, S. Kakaç (Ed.), Wiley,
Newyork

Christ, M., 2001, Wärmerückgewinnung und Abluftreinigung in der
Textilveredlung, Brückner Information TI 67/93,

Çoban, S., 1999, Genel Tekstil Terbiyesi ve Bitim İşlemleri,
Bornova/İzmir, s.39-44

Dossat, R. J., 1978, Priciples Of Refrigeration, John Wiley And Sons,
Newyork

DPT, Dokuzuncu Kalkınma Planı; Tekstil Hazırgiyim ve Konfeksiyon
Özel İhtisas Komisyonu Raporu

EİEİ Genel Müdürlüğü Ulusal Enerji Tasarruf Merkezi, 2002
Sanayide Enerji Yönetim Esasları, Cilt 1, Ankara

Freiberg, H., 1998 Economy Versus Ecology: Exhaust Air Cleaning in Textile Finishing Lines, American Dyestuff Reporter, v:87, no:8, s23-27

Freiberg, H., Möglichkeiten und Tendenzen der Abluftreinigung in der Textilveredlung

Genceli O.F., 1995, Buhar Kazanları, Kontrüksiyon Ve Yardımcı Elemanları, Birsen Yayınevi

Genceli, O. F., 1999, Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1-80

Hewitt, G. F., Shirles, G. L., Bott, T. R., 1994, Process Heat Transfer, CRC Pres, Roca Raton, FL.

<http://ekutup.dpt.gov.tr/sanayi/verimlil/kavakk/enerji.pdf>

<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/HBASE/kinetic/relhum.html#c4>

<http://tmmob.org.tr/modules.php?op=modload&name=News&file=article&sid=1009&mode=thread&order=0&thold=0>

http://www.eie.gov.tr/turkce/en_tasarrufu/en_tas_etkinlik/2005_bildiriler/en_ver_haftasonrasi_2005.html

http://www.eie.gov.tr/turkce/en_tasarrufu/en_tas_etkinlik/2005_bildiriler/oturum3/YusufKorucu.doc

<http://www.iklimnet.org/Members/bahar/eie-mehmet-caglar-sunum.ppt/download>

http://www.kimyamuhendisi.com/arsiv/enerji/tekstil_sektorunde_enerji_tuketimi.pdf

http://www.seav.vic.gov.au/ftp/advice/business/info_sheets/HeatRecoveryInfo_0_a.pdf

IPPC, 2002, Integrated Pollution Prevention and Control, Reference Document on Best Available Techniques for the Textile Industry

Kakaç, S., Hongtan, L., 1998, Heat Exchangers, Selection, Rating and Thermal Design, CRC Pres LLC, Roca Raton, FL., s.1-29

- Kays, W. M., London, A.L.,** 1964, Compact Heat Exchangers , McGraw Hill
- Koenig AG Teknik Doküman,** Heat Recovery, Air Clean / Olcon, 2004
- Kruska, Meyer, Elsasser, Trautmann, Weber, Mac,** 2001, Rationelle Energienutzung in der Textilindustrie, Vieweg, Wiesbaden
- Kunii, D., Levenspiel, O.,** 1969, Fluidization Engineering, John Wiley And Sons Inc.
- Monforts** Firmasına Ait Teknik Dokümanlar
- Monforts Koenig Teknik Doküman,** 2003
- Mujumdar, A. S.,** 1995, Handbook of Industrial Drying, Volume 2, Marcel Dekker, New York
- Özışık, M.N.,** 1977 Basic Heat Transfer, McGraw Hill
- Rouette, K.,** 1995, Lexikon für Textilveredlung, Lauman Ferlag, Dülmen
- Tarakçıoğlu I., Çay A.,** Ege Üniversitesi Bilimsel Araştırma Proje Kesin Raporu, Gergefli Kurutucuların Atık Havasından Isı Geri Kazanımı, Proje No: 2001-Müh-014, 2004
- Tarakçıoğlu, I.,** 1984, Tekstil Terbiye Esasları-Cilt I, Uludağ Üniversitesi Basımevi, Bursa
- Tarakçıoğlu, I.,** 1984, Tekstil Terbiye İşletmelerinde Enerji Tüketimi Ve Tasarrufu, Uludağ Üniversitesi Basımevi, Bursa
- Textilmaschinen,** International Textile Bulletin, 1992, 3. Quartal, 5-20
- Walker, G.** 1990. Industrial Heat Exchangers: A Basic Guide, Second Edition, Hemisphere Publishing Corporation
- Yılmaz, M., Şara, O. N.,** Isı Değiştirici Seçimi, Mühendis ve Makine, Kasım, 2000

ÖZGEÇMİŞ

30.07.1981 tarihinde Konya’da doğan Muzaffer Ahmet Karaaslan, ilk ve orta öğrenimini Konya’da tamamladıktan sonra 1999 senesinde Ankara Fen Lisesinden mezun olarak lise öğrenimini tamamlamıştır. Aynı senede Ege Üniversitesi Tekstil Mühendisliği Bölümü’nde yüksek öğrenimine başlamıştır. 2003 yılında Tekstil Kimyası ve Terbiyesi Opsiyonu’ndan Tekstil Mühendisi unvanıyla mezun olmuştur. Aynı yıl Ege Üniversitesi Tekstil Mühendisliği Bölümü’nde yüksek lisans eğitime ve TÜBİTAK Tekstil Araştırma Merkezi’nde uzman yardımcısı olarak göreve başlamıştır. Halen TÜBİTAK Tekstil Araştırma Merkezi’nde çalışmalarına devam etmektedir.