

768473

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BACA GAZLARINDAN ATIK ISI GERİ KAZANIMININ
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Makina Müh. Ahmet KUVEL

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Oktay ÖZCAN

Prof. Dr. Olay Kincay *Olay Kincay*
Prof. Dr. Mesut Özgürler *Mesut Özgürler*
Prof. Dr. Oktay Özcan *Oktay Özcan*

İSTANBUL , 2005

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vi
ÖNSÖZ.....	vii
ÖZET.....	viii
ABSTRACT.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. ENERJİ TASARRUFU İÇİN ATIK ISI KULLANILMASI.....	2
2.1 Isı Geri Kazanımı Ve Atık Isı Kullanımı Kavramları.....	2
2.2 Verimli Bir Atık Isı Kullanımının Koşulları.....	2
2.3 Atık Isı Kullanım Tesislerinin Planlanması ve Yapılması.....	4
2.4 Sistemlerin Ekonomik Olması.....	8
3. BAZI ISI DEĞİŞTİRİCİLERLE GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ.....	9
3.1 Atık Isı Geri Kazanım Cihazları.....	9
3.2 Gaz – Gaz Isı Değişiriciler.....	11
3.2.1 Reküperatörler.....	11
3.3 Gaz- Sıvı ve Sıvı-Sıvı Isı Kazanım Sistemleri.....	17
3.3.1 Kanatçıklı Borulu Isı Değişirgeçleri.....	17
3.3.2 Gövde-Boru Tipi Isı Değişiriciler.....	19
3.3.3 Atık Isı Kazanları.....	19
3.4 Plakalı Isı Değişiriciler.....	20
4. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN ÇÖZÜMÜ.....	23
4.1 Toplam Isı Geçiş Katsayısı.....	25
4.2 Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkının Kullanılması.....	29
4.2.1 Paralel Akışlı Isı Değişiricisi.....	31
4.2.2 Ters Akışlı Isı Değişiricisi.....	34
4.2.3 Özel Çalışma Koşulları.....	36
4.2.4 Çok Geçişli ve Çapraz-Akışlı Isı Değişiricileri.....	36
5. ATIK ISI GERİ KAZANIM DENEYİ.....	40
5.1 Deneyin Amacı.....	40
5.2 Sistemin Tanıtımı.....	40
5.3 Sistemde Kullanılan Cihazlar.....	45

5.3.1	Termo-Couple.....	45
5.3.2	Pitot Tüpü.....	45
5.3.3	Fan.....	46
5.3.4	Transmitter.....	46
5.3.5	Göstergeler.....	46
5.3.6	Veri Kaydedicisi.....	46
5.3.7	Bilgisayar.....	47
5.3.8	Termometre.....	47
5.3.9	Mezur.....	47
5.3.10	Frekans Değiştirici (Inverter).....	47
5.3.11	Kronometre.....	47
5.3.12	Orifis metre.....	47
5.3.13	Rotametre.....	49
5.3.14	Su Eşanjörü.....	49
5.4	Deney Sonuçları.....	49
5.4.1	A Ölçüm İstasyonu Sonuçları.....	50
5.4.2	B Ölçüm İstasyonu Sonuçları.....	55
5.4.3	C Ölçüm İstasyonu Sonuçları.....	59
5.4.4	Su Eşanjörü Ölçüm İstasyonu Sonuçları.....	61
5.5	Sistemin Çözümü.....	62
5.5.1	Sistemdeki Kütlenin Korunumu.....	62
5.5.2	Sistemdeki Enerjinin Korunumu.....	64
5.5.3	Eşanjörün Verimi.....	66
6.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	67
	KAYNAKLAR.....	69
	EKLER.....	70
EK-I	Deney Düzenegi Fotoğrafı.....	71
EK-II	Deney Düzenegi Fotoğrafı.....	72
EK-III	Su Eşanjörü Teknik Resmi.....	73
EK-IV	Havanın Termodinamiksel Özellikleri.....	74
EK-V	Doymuş Suyun Termodinamiksel Özellikleri.....	75
EK-VI	Dizelin Yanması Sonucu Ortaya Çıkan Özgöl Isının Tespiti	76
	ÖZGEÇMİŐ.....	78

SİMGE LİSTESİ

A	Alan (m^2)
A_f	Orifismetre iç daire alanı (m^2)
C	Isıl kapasite akısı (W/K)
c_p	Özgül ısı (J/kg.k)
c_{PAGO}	A ölçüm istasyonundaki gazların ortalama özgül ısısı (J/kg.k)
c_{PBGO}	B ölçüm istasyonundaki gazların ortalama özgül ısısı (J/kg.k)
c_{PCGO}	C ölçüm istasyonundaki gazların ortalama özgül ısısı (J/kg.k)
c_{PSGO}	Eşanjöre giren suyun ortalama özgül ısısı (J/kg.k)
c_{PSCO}	Eşanjörden çıkan suyun ortalama özgül ısısı (J/kg.k)
D	Çap (mm)
d	Orifismetre içi çapı (mm)
\dot{E}_{AGO}	A ölçüm istasyonundaki gazların ortalama enerji akısı (kW)
\dot{E}_{BGO}	B ölçüm istasyonundaki gazların ortalama enerji akısı (kW)
\dot{E}_{CGO}	C ölçüm istasyonundaki gazların ortalama enerji akısı (kW)
\dot{E}_{SGO}	Eşanjöre giren suyun ortalama enerji akısı (kW)
\dot{E}_{SCO}	Eşanjörden çıkan suyun ortalama enerji akısı (kW)
F	Düzeltilme katsayısı
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
h	Yükseklik (m)
i	Entalpi (J/kg)
k	Isı iletim katsayısı (W/m.K)
L	Uzunluk (m)
\dot{m}	Debi (kg/h)
\dot{m}_{AGO}	A ölçüm istasyonundaki gazların ortalama debisi (kg/h)
\dot{m}_{BGO}	B ölçüm istasyonundaki gazların ortalama debisi (kg/h)
\dot{m}_{CGO}	C ölçüm istasyonundaki gazların ortalama debisi (kg/h)
\dot{m}_{SORT}	Suyun ortalama debisi (kg/h)
\dot{m}_{GORT}	Gazların ortalama debisi (kg/h)
P	Basınç (N/m^2)
q	Isıl geçişi (W)
q''	Isı akısı (W/m^2)
R_{top}	Toplam ısı direnç (K/W)
R_w	Isı iletim direnci (K/W)
R''_f	Kirlilik faktörü ($m^2.K/W$)
T_B	Taban sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{AGO}	A ölçüm istasyonundaki gazların ortalama sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{BGO}	B ölçüm istasyonundaki gazların ortalama sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{CGO}	C ölçüm istasyonundaki gazların ortalama sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{SUG}	Eşanjöre giren suyun ortalama sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{SUC}	Eşanjörden çıkan suyun ortalama sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{S1}	1. duvar sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{S2}	2. duvar sıcaklığı ($^{\circ}C$)
u_{AGO}	A ölçüm istasyonundaki gazların ortalama hızı (m/s)
u_{BGO}	B ölçüm istasyonundaki gazların ortalama hızı (m/s)

u_{CGO}	C ölçüm istasyonundaki gazların ortalama hızı (m/s)
U	Toplam ısı taşınım katsayısı ($W/m^2.K$)
Q	Kayıp ısı (W)
W	İş (W)
Δh	Yükseklik farkı (m)
ΔP_{CGO}	Orifis levhadaki basınç farkı (mbar)
ΔT	Sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)
ΔT_m	Ortalama sıcaklık ($^{\circ}C$)
ΔT_{lm}	Ortalama logaritmik yöntem ($^{\circ}C$)
ΔT_{CFlm}	Ters akışlı eşanjörde ortalama logaritmik sıcaklıkları ($^{\circ}C$)
η_o	Kanatlı yüzeyin etkinliği
η_f	Kanat etkinliği



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Merkezi ısıtma sistemlerinde dönüş suyu sıcaklığının yükseltilmesi için atık ısıdan yararlanma tesisatı.....	6
Şekil 2.2	Doğrudan mahal ısıtması veya içme suyu ısıtması için atık ısıdan yararlanma tesisatı.....	7
Şekil 3.1	Yüzeysel ışınlama ile ısı transferli reküperatör.....	12
Şekil 3.2	Taşınım reküperatörü.....	13
Şekil 3.3	Seramik reküperatör.....	14
Şekil 3.4	Dikey çift borulu reküperatörler.....	15
Şekil 3.5	İşinim ve taşınım reküperatörü.....	16
Şekil 3.6	Radyant borulu yakıcı ve işinim reküperatörlü ısı geri kazanım sistemi.....	17
Şekil 3.7	Kanatçıklı borulu gaz-sıvı rejenatörü (Ekonomayzer).....	18
Şekil 3.8	Gaz türbinlerinden ısı kazanımı için atık ısı kazanım şematik görünüşü.....	19
Şekil 3.9	Plakalı ısı değiştirici.....	21
Şekil 4.1a	Paralel akışlı ısı değiştirici.....	23
Şekil 4.1b	Paralel akışlı ısı değiştirici.....	23
Şekil 4.2	Tek gövde geçişli ısı değiştirici.....	24
Şekil 4.3a	Bir gövde geçiş iki boru geçişli ısı değiştirici.....	24
Şekil 4.3b	İki gövde geçiş dört boru geçişli ısı değiştirici.....	24
Şekil 4.4	Kompakt ısı değiştirici.....	25
Şekil 4.5a	Şekil 4.5 a Dairesel Kanat.....	27
Şekil 4.5b	Şekil 4.5 b Düz kanat.....	27
Şekil 4.6a	Dikdörtgen kanatlar.....	28
Şekil 4.6b	Dairesel kanat.....	28
Şekil 4.7	İki akışkanlı bir ısı değiştiricisinde, sıcak ve soğuk akışkanlar için enerji dengesi.....	31
Şekil 4.8	Paralel akışlı ısı değiştiricisi sıcaklık dağılımı.....	32
Şekil 4.9	Ters akışlı bir ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı.....	35
Şekil 4.10	Isı değiştirici özel çalışma koşulları.....	36
Şekil 4.11	Gövde-borulu bir ısı değiştiricisinde, bir gövde geçişi ve ikinin katları boru geçişinin olması durumunda düzeltme katsayısı.....	37
Şekil 4.12	Gövde- Borlu bir ısı değiştiricisinde, iki gövde geçişi ve dördün katları boru geçişi olması durumunda düzeltme katsayısı.....	38
Şekil 4.13	Her iki akışkanında karışmadığı, tek geçişli, çapraz- akışlı bir ısı değiştiricisinde düzeltme katsayısı.....	38
Şekil 4.14	Bir akışkanın karıştığı, diğer akışkanın karışmadığı, tek – geçişli, çapraz-akışlı bir ısı değiştiricisinde düzeltme katsayısı.....	39
Şekil 5.1	Atık ısı geri kazanım sistemi	41
Şekil 5.2	Pitot tüpü.....	42
Şekil 5.3	Orifis metre.....	45
Şekil 5.4	Ölçüm noktaları.....	47
Şekil 5.5	A ölçüm istasyonundaki gazların sıcaklık dağılımı.....	49
Şekil 5.6	A ölçüm istasyonundaki gazların hız dağılımı.....	50
Şekil 5.7	B ölçüm istasyonundaki gazların sıcaklık dağılımı.....	53
Şekil 5.8	B ölçüm istasyonundaki gazların hız dağılımı.....	54
Şekil 5.9	Kütle korunumu.....	58
Şekil 5.10	Enerji korunumu.....	60

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1	Çeşitli akışkanlara ait kirlilik faktörleri.....	26
Çizelge 4.2	Bazı akışkan çiftlerin ısı taşınım katsayıları.....	29
Çizelge 5.1	Ölçüm noktalarının boru iç yüzeyinden olan uzaklıkları.....	46
Çizelge 5.2	A ölçüm istasyonu deney sonuçları	47
Çizelge 5.3	A ölçüm istasyonundaki gazların hız dağılımı değerleri.....	48
Çizelge 5.4	B ölçüm istasyonu deney sonuçları	52
Çizelge 5.5	B ölçüm istasyonundaki gazların hız dağılımı değerleri.....	52
Çizelge 5.6	C ölçüm istasyonu deney	56
Çizelge 5.7	Su eşanjörü ölçüm istasyonu sonuçları.....	57
Çizelge 5.8	Debi değerleri.....	59



ÖNSÖZ

Emel Kazan firmasında yapılmakta olan KOSGEB destekli “Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri“ projesinde çalışmaya olanak sağlayıp tez sırasında da desteğini esirgemeyen tez danışmanım sayın Prof. Dr. Oktay ÖZCAN ‘a , desteğini esirgemeyen sayın Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR’e ,Emel Kazan firmasında laboratuvar kurulumu sırasında vermiş olduğu desteklerden dolayı Emel Kazan Gen. Müdürü Osman METİN’ e , tüm Emel Kazan çalışanlarına ve aileme teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Ülkemizde sanayide kullanılan kazan ve fırın sistemlerinden çıkan yüksek sıcaklıktaki atık gazlar, içerisinde önemli miktarda enerji bulunmasına rağmen kullanılmadan çevreye atılmaktadır. Bu durum, Türk sanayisinde enerjinin verimli bir şekilde kullanamamasına, dolayısıyla önemli ekonomik kayıplara yol açmaktadır. Oysa bu tür enerji kayıplarını, enerji geri kazanım sistemleri kullanarak önemli ölçüde azaltmak mümkündür.

Bu çalışmada, Emel Kazan firması tarafından yürütülen, KOSGEB destekli “Atık Isı Geri Kazanım Sistemi” projesi kapsamında deneyler yapıldı ve bu sistemin ısıl verimi tespit edildi. Bir atık ısı geri kazanım sisteminde dikkat edilmesi gereken en önemli husus, sistemde kullanılacak eşanjör tipini belirlemektir. Deneyde, sanayide en çok tercih edilen gövde borulu bir su eşanjörü kullanıldı.

Emel Kazan firmasında, ısıtma amaçlı kullanılmakta olan sıcak su kazanından atılan baca gazlarından faydalanarak çalışan ısı geri kazanım sistemindeki verim değeri yapılan deneyler sonucu yaklaşık % 20 seviyesinde çıkmıştır. Deneyler Emel Kazan fabrikasının çatısının yükseltilmesi sonucunda oluşturulan geniş laboratuvar da yapılmıştır. Eşanjöre ve baca gazı borusuna giriş ve çıkıştaki hız, sıcaklık ve debi değerleri ölçülmüştür. Deneylerde kullanılan bilgisayarlı ölçüm sisteminin bileşenleri satın alınmıştır. Ölçüm sisteminin performansı belirlenmiş, cihazların doğru olarak çalışması sağlanmıştır. Deney sistemi değişik eşanjör tiplerinin test edilmesine uygun modüler bir tasarımda imal edilmiştir ve kompakt levhalı tip gibi yeni eşanjörlerle yapılacak deneylere hazırdır.

Hazırlanan bu çalışma, Türk sanayisi için atık ısı geri kazanım sistemleri oluşturmada bir örnek teşkil etmektedir. Daha yüksek kapasiteli kazan ve fırınlarda, daha yüksek verimli ısı eşanjörlerinin kullanımı Türk sanayisine enerji yönünden önemli yararlar sağlayacaktır.

Anahtar Kelimeler: Atık ısı, enerji kazanım, eşanjör, baca gazları

ABSTRACT

High temperature flue gases from boilers and furnaces in Turkish industry are discharged into environment although they contain considerable energy. This condition causes an inefficient use of energy in Turkish industry with significant economic losses. However, it is possible to reduce these losses considerably by installing energy recovery systems.

In this study, efficiency of a heat recovery system was determined experimentally at Emel Kazan factory within the framework of a KOSGEB project entitled "Waste Heat Recovery System". The most important factor in waste heat recovery system is determination of heat exchanger type. A shell – pipe water heat exchanger commonly preferred in Turkish industry was used in experiment.

The efficiency of the waste heat recovery system utilizing hot flue gases from a boiler in Emel Kazan factory was measured as approximately 20 %. Experiments were conducted in a laboratory built on the attic of Emel Kazan factory. Fluid velocity, temperature and flow rate was measured at the inlet and outlet of the heat exchanger and the pipe of flue gases. Components of a computerized data acquisition system was purchased. Performance of the data acquisition system was determined and proper functioning of the system components was verified. The experimental setup was designed in a modular concept suitable for testing additional heat exchangers and is now ready for experiments with new exchangers such as compact plate types.

The work presented here is an example for Turkish industry in installation of waste heat recovery systems. Use of more efficient heat exchangers in larger capacity boilers and furnaces will provide significant economic benefits to Turkish industry.

Key Words: Waste heat, energy recovery, heat exchanger, flue gases

1. GİRİŞ

Sanayisini güçlendirmek isteyen ve nüfusu da her geçen gün artan bir ülke olan Türkiye'nin enerji ihtiyacı da buna paralel olarak artmaktadır. Ülkemizde üretilen enerjinin yaklaşık üçte biri sanayide tüketilmekte olup bu enerjinin büyük bir bölümü ise ithal petrolden sağlanmaktadır. Kazanılan bu enerjinin önemli bir miktarı alt yapı eksikliği sebebiyle israf edilmektedir. Bu durum, ülkemiz için büyük bir gelir kaybının yanında sanayimizin Avrupa ülkeleri ile rekabetini de zora sokmaktadır. Oysa kaybedilen bu enerjinin önemli bir miktarı enerji geri kazanım sistemleri ile tekrar kullanılabilir. Bu sebeple sanayi de enerji geri kazanım sistemleri tasarlamak zorunlu hale gelmiştir.

Gerek sanayide gerekse ısı ihtiyacını karşılamak için konutlarda çeşitli tiplerde kazanlar kullanılmaktadır. Ve bu kazanlardan yüksek sıcaklıkta çıkan duman gazları, enerjisi kullanılmadan dışarı atılmaktadır. Bu durum kazanın veriminin düşüşünün yanında enerji dolayısıyla maddi bir kayıba da yol açmaktadır. Kullanılacak enerji geri kazanım sistemleri sayesinde baca gazı ile yakma havasının ısıtılması veya sıcak su eldesi mümkün olabilecektir. Örneğin, baca gazının 28 °C'lik düşüşünü sağlayıp bu enerjinin yakma havasında kullanılması durumunda kazan verimi %1 oranında artmaktadır (Sanayide Enerji Yönetimi, 1997). Baca gazı sıcaklığının 200 °C'nin üstünde olduğu göz önüne getirilirse kazan verimi %2 - 3 oranında arttırılabilir.

Yüksek sıcaklıktaki her atık gazdan ekonomik olarak yararlanılamaz. Atık ısı geri kazanım sistemi kurmadan önce, mevcut durumun tespitinin yapıp atık ısının hangi biçimde ortaya çıktığı görülmeli ve faydalı hale getirilen ısı ile ne yapılmak istendiğine karar verilmelidir. Aksi halde kurulacak sistemin gelecekte bir getirisi olmaz.

Atık ısı geri kazanım sistemleri kurarken dikkat edilmesi gereken hususlardan bazıları, hangi tip ısı eşanjörü kullanılacağı, kullanılacak cihazların yüksek sıcaklıklara dayanıp dayanmayacağı, bu cihazların kirli ortamlarda çalışıp çalışmadığı ve sistemin işletmede kalma zamanıdır. Çünkü enerji tasarrufu zaman ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Yüksek bir enerji tasarruf potansiyeli mevcut olsa bile, sistemin işletmede az sürede kalması durumunda sistemin verimli olmasından söz edemeyiz.

2. ENERJİ TASARRUFU İÇİN ATIK ISI KULLANILMASI

2.1 Isı Geri Kazanımı Ve Atık Isı Kullanımı Kavramları

Isı geri kazanımında, bir prosesten veya sistemden arta kalan kullanılabilir ısı aynı prosese ve aynı sisteme arada fazla zaman geçmeden tekrar faydalı ısı olarak verilir. Havalandırma ve klima sistemleri bunun en iyi örnekleridir. Diğer bir örnek bir büyük kazan sisteminde kazanın yararlanılabilir atık ısısı brülöre giren havayı veya yakıtı ısıtmak için kullanılırsa, bu ısı geri kazanımı olarak tanımlanabilir, (Sunaç,1993).

Buna karşılık, atık ısı kullanımından, bir prosesden veya bir sistemden atılan yararlanılabilir fazla ısının, eş zamanlı veya bir süre sonra, başka proseslerde veya başka sistemlerde tekrar kullanılması anlaşılır. Bir kurutma tesisinin atık ısısının, içme suyunun ısıtılmasında kullanılması bunun en iyi örneklerindedir, (Sunaç,1993).

2.2 Verimli Bir Atık Isı Kullanımının Koşulları

Endüstriyel proseslerde asıl fonksiyon için atık ısı kullanım sistemleri şart değildir. Fakat sistem yapı taşları olarak bunlar, toplam enerji kullanımında iyileştirme yaparlar. Böylece, işletme ekonomisi ve ülke ekonomisi açısından konulmuş hedeflere ulaşmada görevlerini yerine getirirler.

Atık ısı kullanım sistemleri, bir veya daha fazla binaya ait tesisatın veya üretim tesislerinin harcadığı enerjiyi azaltma yolunda hizmet edeceklerinden, böyle bir sistemin kurulması anlamlı olup olmadığına ve her somut durum için nasıl bir sistem olması gerektiğine ancak bir ekonomik olma hesabı yapıldıktan sonra karar verilmelidir. Ayrıca, böyle bir sistemin seçiminde yalnızca en yüksek enerji geri kazanımı değil, somut duruma uygunluk belirleyicidir.

Atık ısı kullanım yönteminin ve sisteminin tasarlanmasından önce, mevcut durumun tespiti yapılarak atık ısının hangi biçimde ortaya çıktığı görülmeli ve faydalı hale getirilen ısı ile ne yapılmak istendiğine karar verilmelidir.

İlk önce şunlar açıklığa kavuşturulmalıdır:

- Akışkan kirlenmiş midir veya kimyasal olarak tahrip edici midir, akışkan sıcaklıkları nasıldır?
- Atık gazlardaki su buharı miktarı ve çığ noktası sıcaklığı nedir?
- Soğutma sırasında çığ noktası sıcaklığının altına düşülürse ne olur?
- Yoğuşan su ne kadar tahrip edicidir ve nereye gönderilmelidir?

Örneğin 40 °C' a kadar sıcaklıklarda, 50..60 ° C sıcaklıkta su üretmek için sisteme bir ısı pompası koymak mümkün iken, daha yüksek sıcaklıklarda ısı pompası pek tavsiye edilemez . Örneğin, atık ısının alınacağı akışkan çok kirli ise, ısı eşanjörü mümkün olduğu kadar pürüzsüz yüzeylere sahip olmalı, bu yüzeylere kolay ulaşılabilir ve böylece düzende ve kolay bir bakım mümkün kılınmalıdır. Belki de akışkan bir ön filtreden geçirilmelidir. Fakat bu arada, ek bakım için yapılacak ek harcamanın, sonuçta toplam kazancı hissedilir ölçüde azaltacağı ve hatta tamamen yok edebileceği de unutulmamalıdır, (Sunaç,1993)..

Atık gazlarda kalan ısının kullanılması sırasında, çığ notasının altına düşülürse yoğuşma meydana gelir. Yoğuşma suyu tahrip edici ise temas ettiği bütün sistem elemanları dayanıklı bir malzemedan imal edilmelidir. Bu husus ısı eşanjörü için olduğu kadar, gövde, vantilatör, borular, kanallar v.b. için de geçerlidir. Doğaldır ki, son olarak yoğuşma suyunun da emniyetli bir biçimde uzaklaştırılması gerekir.

Öte yandan, çığ noktasının altına düşülmesi ve bundan dolayı ısı eşanjörü yüzeyinin ıslak olması durumunda, kirlenme tehlikesinin özellikle büyük olacağına dikkat edilmelidir. Bu durumda, bu tehlikeyi önlemek için gerekli tedbirlerin alınması kaçınılmaz olacak ve bunlar da bazı durumlarda giderleri önemli ölçüde arttıracaktır. Bu nedenlerden dolayı çoğu zaman çığ noktası sıcaklığının altına düşülmemesi tavsiye edilir, çünkü bu sonuçta daha ucuza gelir.

Atık ısının ortaya çıkma biçimi ile ilgili sorular açıklığa kavuşturulduktan sonra, ikinci adım olarak, faydalanılabilir atık ısı ile anlamlı olarak ne yapılabileceğine karar verilmelidir.

- Nerede ve nasıl kullanılabilir?
- Primer enerji harcaması, dolayısıyla atık ısının ortaya çıkması ile sekonder kullanım arasında yeterli bir eş zamanlık var mıdır, yoksa ara depolama mı gereklidir?

Önce, geri kazanılan enerjinin alındığı devreye sokulmasına çalışılmalıdır. Böyle bir yöntem “ Isı Geri Kazanım” kavramı kapsamındadır. Böyle bir durumda kullanma verimi genellikle en yüksektir ve hemen hemen her zaman geri kazanım ve tekrar kullanım eş zamanlıdır. Örneğin, yanma havasının ön ısıtması için sıcak atık gazlardan yararlanılıyorsa, bu durumda yapılan tasarruf ile çok katlı kullanım arasında doğrudan bir bağlantı vardır. Yanma havasının ısıtılmasıyla yakıt harcaması azaltılır ve böylece geri kazanım ile tekrar kullanım arasında ideal bir bağlantı sağlanmış olur. Ancak, brülörün bu iş için uygun olması şarttır, (Sunaç,1993).

Enerjinin aynı devreye verilmesi mümkün değilse, işletmede, geri kazanılan enerji ile beslenebilecek başka enerji tüketicilerinin olup olmadığına bakılmalıdır. Gerekli durumlarda, imalat kademeleri ile sekonder enerji kullanım kademeleri zaman yönünde birbirleriyle uyumlu hale getirilmelidir, (Sunaç,1993).

Geri kazanılan enerjiden en yaygın, fakat her zaman optimum olmayan yararlanma biçimi, bu enerjinin ısıtma tesisatında veya içme suyu ısıtma tesisatında tekrar kullanılmasıdır. Her ne kadar böyle yöntemler genellikle göreceli olarak basit yöntemler ise de, çoğu zaman, verilen enerji ile istenen enerji arasında büyük zaman farkı olması gibi bir dezavantaj söz konusudur. Yazın, genellikle ya hiç enerji ihtiyacı yoktur, yada çok az enerji ihtiyacı vardır. Isıtma periyodunda ise, belirli bölgelerde verilen enerji ile ısı ihtiyacı arasında önemli bir faz farkı vardır. Bu gibi durumlarda bir ara depo ile çalışılması gerekir. Bazı durumlarda bu deponun çok büyük olması gerekebilir ve büyük bir yatırım ihtiyacı doğar.

Eğer atık ısı büyük ölçüde yazın meydana geliyorsa ve bunun kullanımını ancak ısıtma periyodunda mümkün ise, büyük ısı miktarlarına rağmen, atık ısı kullanım sisteminden vazgeçilmelidir. Isı, soğutma kuleleri vb üzerinden dışarı atılmalıdır.

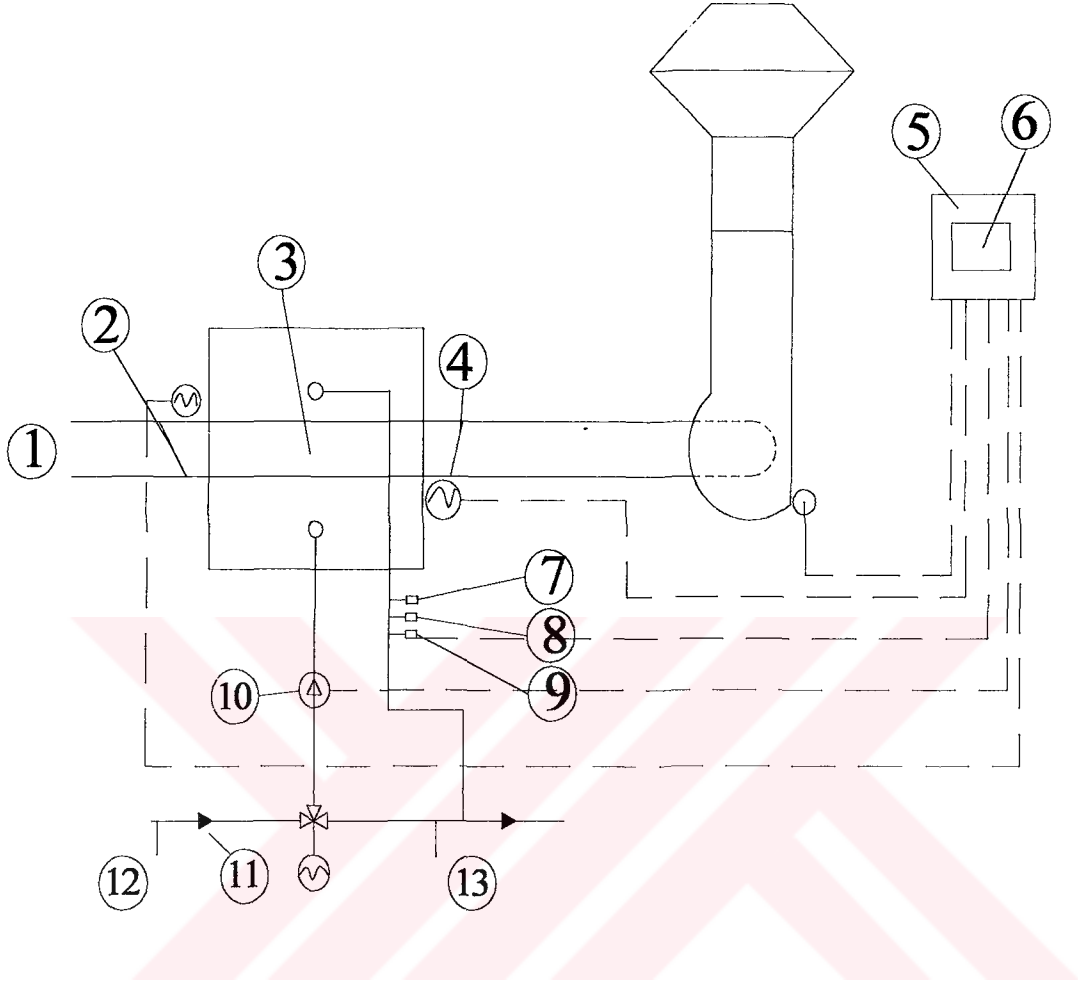
2.3 Atık Isı Kullanım Tesislerinin Planlanması ve Yapılması

Mahal havalandırma sistemlerinde ısı geri kazanımı için belirlenmiş şemalar ve standartlaşmış cihazlar olmasına karşılık atık ısı kullanım sistemi, uygulamaların çok çeşitli olmasından ötürü daima, her somut duruma göre yeniden tasarlanmalı, planlanmalı ve imal edilmelidir. Belirli bir sistem yapısı yoktur.

Yalnızca bazı elemanlar, örneğin atık gaz ısı eşanjörü veya benzerleri, birbirinden farklı sistemlerde sistem elemanı olarak kullanılabilir. Planlamada ve uygulamada, 100 °C üzerindeki sıcaklığa sahip akışkanlarla çalışan sistemlerde, bu sistemlerin de tıpkı benzer ısıtma sistemleri gibi ele alınmasına, bir başka deyişle, onlar gibi emniyet altına alınmasına dikkat edilmelidir, (Sunaç,1993).

Bir ısı geri kazanım cihazı veya ısı eşanjörü, emniyet yönünden gerektiğinde veya kullanılmama durumunda sıcak atık ısı akımını dışarı atabilmelidir. Ayrıca, atık ısı kullanım sisteminin işletme durumundaki değişikliklerin imalat prosesini hiçbir şekilde etkilememesine dikkat edilmelidir. Çünkü proses her zaman önceliğe sahiptir. Benzer düşünceler atık ısının kontrol altına alınması için de gereklidir. Eğer soğutma suyu, sıcak hava veya atık gaz; borular, kanallar veya bacalar aracılığı ile taşınıyorsa, sisteme borular veya kanallar ekleyerek, atık ısıyı tekrar kullanım amacıyla yönlendirmek göreceli olarak kolaydır. Eğer, atık ısının kullanılabilir duruma gelmesi için önce yakalanması (kontrol altına alınması) gerekiyorsa , bu durumda iş biraz daha zordur. Böyle durumlarda , bir yandan prosesin engellenmemesine , diğer yandan da atık ısı akışının, kullanılması anlamsız olacak bir düzeye kadar azaltılmamasına dikkat edilmelidir.

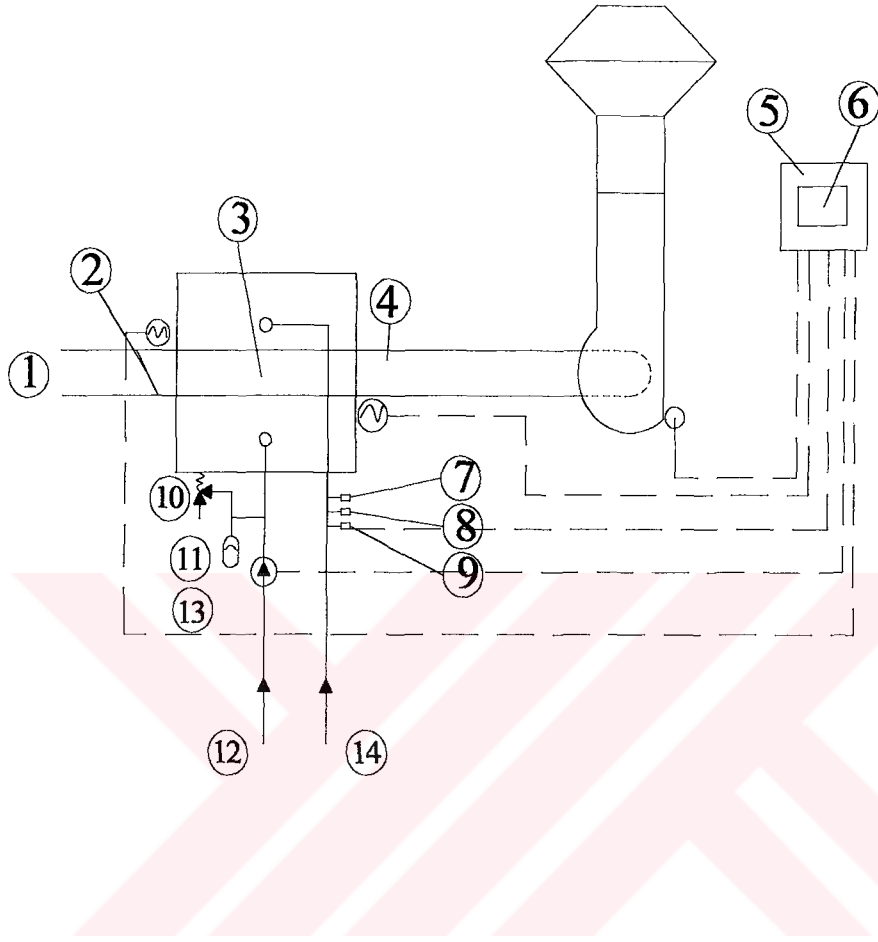
Şekil 2.1' de geri kazanılan enerji ısıtma tesisatının dönüşüne verilmekte ve böylece dönüş suyu sıcaklığı yükseltilmektedir. Bu özellikle küçük işletmelerde geniş bir zaman aralığı boyunca, yalnızca geri kazanılan enerjinin ısıtma için yeterli olması ve kazanın, ancak atık ısıdan elde edilen enerjinin yeterli olmadığı zamanlarda devreye girmesi gibi bir avantaj sağlamaktadır, (Sunaç,1993).



Şekil 2.1 Merkezi ısıtma sistemlerinde dönüş suyu sıcaklığının yükseltilmesi için atık ısıdan yararlanma tesisatı (Buderus)

- | | |
|------------------------------------|-----------------------------------|
| 1- Sıcak gaz girişi | 7- Sensör (Sıcaklık) |
| 2- Ayar klapeleri | 8- Sensör (Emniyet) |
| 3- Eşanjör | 9- Sensör (Sınırlayıcı-Sıcaklık) |
| 4- Ayar klapesi | 10- Dolaşım Pompası |
| 5- Kumanda | 11- Isıtma tesisatına dönüş |
| 6- Kontrol Paneli Sensör (Emniyet) | 12- Isıtma tesisatına dönüş hattı |
| | 13-Kazana |

Şekil 2.2 ' de ise içme suyu ısıtması için bir şema görülmektedir.



Şekil 2.2 Doğrudan mahal ısıtması veya içme suyu ısıtması için atık ısıdan yararlanma tesisatı (Buderus)

- | | |
|------------------------------------|--|
| 1- Sıcak gaz girişi | 8- Sensör (Emniyet) |
| 2- Ayar klapeleri | 9- Sensör (Sınırlayıcı-Sıcaklık) |
| 3- Eşanjör | 10- Aşırı basınç ventili (Emniyet ventili) |
| 4- Ayar klapesi | 11- Genleşme Tankı |
| 5- Kumanda | 12- Dönüş |
| 6- Kontrol Paneli Sensör (Emniyet) | 13-Dolaşım pompası |
| 7- Sensör (Sıcaklık) | 14-Kullanıcıya Gidiş |

2.4. Sistemlerin Ekonomik Olması

Bir ekonomik olma hesabında, atık ısı kullanım sisteminin yatırım giderlerinin yanı sıra tasarruf edilebilir enerji giderleri her şeyden önce yer alır.

Genel olarak , tasarruf edilebilir enerji giderleri, bir sistemin işletme zamanına göre hemen hemen doğru orantılı olarak arttığından, uzun işletme zamanlarına dikkat edilmelidir. Yüksek bir tasarruf potansiyeli mevcut olsa bile, yüksek bir yatırım gideri ile kurulmuş bir sistem, eğer yılda yalnızca birkaç gün işlemde ise pek ekonomik olduğundan söz edemeyiz.

Atık ısı kullanım sistemi ile birlikte, aynı zamanda tüm ısıtma tesisatı da yeni yapılacaksa, enerji tasarrufunun yanı sıra, daha düşük kapasite ile yapılacak boyutlandırmalardan ötürü ısıtma veya soğutma tesisatlarındaki ilk yatırım, bakım ve onarım giderlerinin de azalacağı dikkate alınmalıdır.

Öte yandan, atık ısı kullanım sisteminde ilk yatırım giderlerinin başka yer ihtiyacı, bakım ve onarım giderleri vardır. Ayrıca, bu sistemlerin pompalar, rotorlar veya kontrol organları gibi elemanlarının harcayacağı enerji de bir ekonomik olma hesabında yer almalıdır. Ancak, ekonomik olma hesabının sonucundan bağımsız olarak, şu husus her şeye rağmen gözden kaçırılmamalıdır.

Enerji pahalılaştıkça ısı geri kazanım ve atık ısı kullanım sistemleri de gittikçe-daha gerekli ve ekonomik olacaklardır. Bugün ekonomik gözükmeyen yarın son derece ekonomik olacaktır.

3 BAZI ISI DEĞİŞTİRİCİLERLE GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ

3. 1. Atık Isı Geri Kazanım Cihazları

Endüstriyel ısı değıştirciler birçok takma ada sahiptir. Örneğin, reküperatör, rejenaratör, atık ısılı buhar jeneratörleri, kondenser (yoğuşturucu), ısı tekerleği, sıcaklık ve nem değıştirciler gibi. Adı ne olursa olsun, bu cihazların temel fonksiyonu ısı transfer etmeleridir.

Isı değıştirciler tek veya çok geçişli, gaz-gaz, sıvı-sıvı, sıvı-gaz, buharlaştırıcı (evaporatör), yoğuşturucu (kondenser), paralel akımlı gibi sınıflanabilmektedir. Tek veya çok geçişli terimi ısıtma veya soğutma akışkanının (sıvı veya gaz) ısıtma yüzeyi üzerinden bir veya çok geçişini belirtmektedir. Çok geçişli akış şaşırtıcıların (baffle) kullanımı ile sağlanır. Gaz-gaz, sıvı-gaz, sıvı-sıvı ısı değıştirciler, akışkanlarda faz değışimi olmayan durumlarda kullanılan terimlerdir.

Isı değıştirci akışkanın, kaynaması (buharlaşma) söz konusu ise bu ısı değıştirci evaporatör veya buharlaştırıcı olarak adlandırılırken, ısı değıştircide yoğuşan buhardan ısı çekimi söz konusu ise bu ısı değıştirci kondenser veya yoğuşturucu olarak adlandırılmaktadır.

Paralel akımlı ısı değıştircide her iki akışkan yaklaşık aynı yönde akmaktadır, oysa karşıt akımlıda ise her iki akışkan ters yönde akmaktadır. Eğer ısı değıştircide iki akışkan biri diğere dik olacak biçimde akıyorsa, ısı değıştirci çapraz olarak isimlendirilir.

Endüstriyel fabrikalarda atık ısının geri kazanımının temel yöntemi, ısı değıştircilerin kullanımındır. Isı değıştircilerin kullanımında atık ısı ile ısınacak olan akışkan birbirlerinden sınırlar yardımıyla ayrılırlar. İki akımın ayrılmasının nedenleri aşağıdakilerden biri olabilir, (Güngör-Özbalta , 1993).

1-) İki akımın arasında basınç farklılıkları olabilir. Isı değıştircinin sınırları bu basınç farklılığına göre tasarlanmalıdır.

2-) Bir çok durumda bir akışkan diğere kirletici etki oluşturabilir ve bu nedenle karışmaları istenmez. Isı değıştirci bu karışıma engel olur.

Belirli bir tip ısı değiştiricilerde özellikle ısı tekeri, teker içinde soğumuş gazlardaki buharlar yoğuşur ve sonra ısıtılmaya başlandığında buharlaşır, bu sonuç olarak nemliliği ve/veya proses kontrolünü , atmosferik hava kirliliğinin azaltımını ve bazı kaynakların korunmasını sağlar.

Değişik ad ve tanımlar ısı değiştiriciler için kullanılmakta olup bunlar kısmen onların görmüş olduğu fonksiyonu tanımlar niteliktedir ve kısmen de belirli endüstriler içinde gelenekselleşmiş adlandırmaların bir sonucudur. Örneğin, “reküperatör” adı, bir fırının egzoz gazlarından atık ısının geri kazanılarak gelen yakma havasının ısıtılmasında kullanılan ısı değiştirici için kullanılır. Bu ad elik ve cam endüstrilerindeki cihazlar için geçerlidir.

Aynı fonksiyonu gören ısı değiştiricinin elektrik güç santralinde (termik santral) buhar üreticindeki adlandırılışı hava ısıtıcısı” veya “hava ön ısıtıcısı” biçimindedir ve gaz türbini tesisinde adlandırılışı ise “ rejenaratör” biçimindedir.

Bununla beraber cam elik endüstrisinde “ rejenaratör” , ateş tuğlalı iki odalı değiştirici sistemi belirtmektedir. Bu ısı değiştiricide bir oda egzoz gazlarından ısıyı alırken, ikinci oda daha önce aldığı ve depoladığı ısıyı tekrar havaya vererek ısınmasını sağlar.

Rejenaratörler genellikle maliyet ve montaj yönünden reküperatörlere göre daha pahalıdır ve en yaygın uygulamaları cam ergitme tankları ve Siemens-Martin (open heart) fırınlarında görülür.

Bu ısı değiştiriciler işlevleri benzer olmasına karşılık, ısı transfer biçimlerindeki farklılık gibi, yapısal olarak da hayli farklılıklar gösterirler.

Endüstriyel bir ısı değiştiricinin belirlenmesinde ısı transfer kapasitesi , akışkanların sıcaklıkları, her bir akışkan devresinde izin verilebilecek basınç düşümleri ve ısı değiştiriciye giren akışkanların özellikleri ve hacimsel debilerin bilinmesi gerekir. Bu değerler ısı değiştiricinin tasarım parametreleridir ve dolayısıyla maliyeti belirleyicidir.

Son tasarım, basınç düşümü- ısı değiştirici verimliliği- maliyet üçlüsünün uzlaşımıyla gerçekleştirilecektir. Son tasarımda kararlara yol gösterici sabit maliyetlere karşı bütün

sistemin bakım ve işletme giderlerinin karşılaştırılmasıdır. Böylelikle toplam maliyetler minimize edilebilecektir.

Bir optimum atık ısı cihazı seçiminde temel parametreler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Atık ısı akışkanın sıcaklığı,
- Atık ısı akışkanın debisi,
- Atık ısı akışkanı için izin verilebilen en düşük sıcaklığı,
- Isıtılan akışkanın kimyasal bileşimi,
- Isıtılan akışkanın izin verilen en çok sıcaklığı
- Eğer kontrol gerekliyse kontrol sıcaklığı

Bundan sonraki kısımlarda endüstriyel atık ısı geri kazanımında kullanılan gaz-gaz ısı değiştiriciler ve gaz-sıvı veya sıvı-sıvı değiştiriciler üzerinde durulacaktır.

3.2. Gaz – Gaz Isı Değiştiriciler

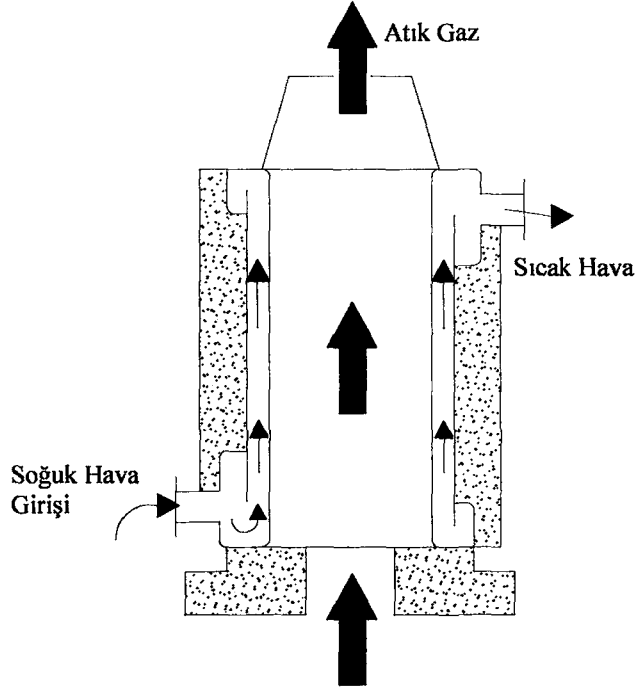
Isı geri kazanımında kullanılan gaz-gaz ısı değiştiriciler geniş bir kullanım alanı bulmuştur. Bu özellikteki ısı değiştiriciler reküperatörler, ısı tekerleri, hava (ön) ısıtıcılar, ısı borulu ısı değiştiricilerdir.

3.2.1. Reküperatörler

Bu tip ısı değiştiricilerin en basit biçimi Şekil 3.1. 'de gösterildiği gibi yüzeysel ışınlımla ısı transferli reküperatördür (ışınlım reküperatörü). Bu ısı değiştirici Şekil 3.1. 'de görüldüğü gibi iç içe aynı merkezli ve aynı uzunlukta metal silindirlere veya borulardan oluşmuştur, (Güngör ve Özbaltalı , 1993).

İçteki boru sıcak egzoz gazlarını taşıırken , dıştaki borudan çevreden alınan hava akmakta ve ısıtılarak yakıcıya gönderilmektedir. Burada sıcak gazlar gelen taze hava ile soğutulurken yanma hacmine ilave enerji taşınmış olmaktadır.

Bu enerji ek yakıtla sağlanmamış olup, böylelikle bu ısı geri kazanımıyla belirli bir fırın yükü için daha az yakıt yakılmaktadır.



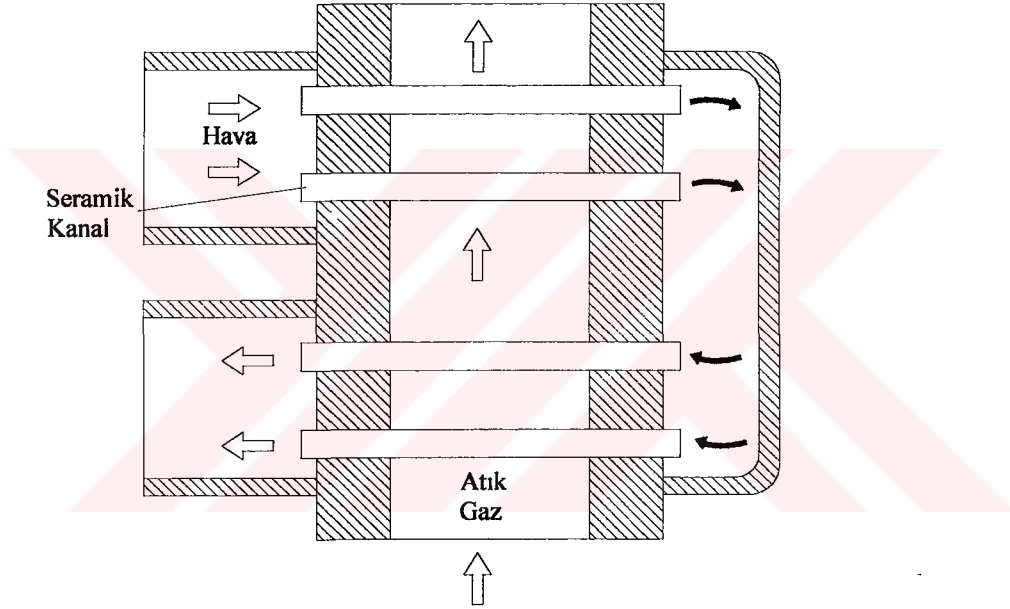
Şekil 3.1. Yüzeysel ışınlımla ısı transferli reküperatör

Yakıttaki tasarrufun anlamı , baca kayıpları, yalnızca baca gazı sıcaklığının düşmesinden değil aynı zamanda daha az egzoz geri atıldığından, azalacaktır.

Bu özel tip reküperatör isminde ışınlımla ısı transferli olarak belirtilmesine karşılık , sıcak gazlardan oluşan ısı transferinin belirli bir kısmını bu biçimde gelen taze soğuk havaya aktarır. Bu iki boru arasındaki akan hava, infrared ışınlımlı geçirgen niteliği ile , ısıyı daha çok taşınım almaktadır. Şekil 3.1.'de görüldüğü gibi iki gaz akışı genelde paraleldir ve akışların karşıt biçimde gerçekleştirilmesi ısı geçişini daha verimli duruma getirir. Reküperatörlerde paralel akımın kullanımı, egzoz gazları kanalların soğutulması ve bu yolla ömürlerinin arttırılması gibi ikinci bir işlevi de görmektedir(Güngör-Özbalta , 1993).

İçteki boru genelde yüksek oranda nikel içeren paslanmaz çelik gibi yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemeler ile yapılmıştır. Girişteki büyük sıcaklık farklılığı, farklı genleşmelere neden olur, çünkü dıştaki boru genelde farklı ve daha az pahalı malzemedendir.Mekanik tasarımda bu etki dikkate alınmalıdır. Daha özenli tasarlanmış ışınlımlı reküperatörleri iki bölümün birleşimidir ve bunlarda alt kısım paralel akışlı çalışırken, üst bölüm daha verimli biçimde karşıt akımlı çalışmaktadır. Karşılaşılan aksel genleşmenin büyüklüğü yüzünden ve reküperatörün altındaki gerilim koşullarından, ünite üstten serbest destekleme çerçeveleri

geliştirilmiştir. Bunların malzemeleri gaz tarafında 1540 °C sıcaklığa ve ön ısıtma havası için 1200 °C sıcaklığa kadar deneysel olarak dayanıklı bulunmuştur ve uygulamada is 815 °C düzeyinde sıcaklıklarda kullanılmaktadır. Önceki tasarımlarda reküperatörler ateş tuğlasından, şamotla örülerek yapılırdı. Hala uygulanabilen bu tip reküperatörlerde ısıl çalışmalar sonucu eklenti yerlerinden oluşan çatlamlar ve borularda bu nedenle çabuk bozulmalar oluşabilmektedir. Daha sonraki gelişmeler sonucu reküperatörlerde kısa silikon karpit borular kullanılmıştır. Bu borular aynalara esnek sızdırmazlık elemanları ile bağlanabilmektedir. Bu yolla bakımları ve değiştirilmeleri de kolaylıkla gerçekleştirilebilmektedir. Bu tip bir tasarım Şekil 3.3' te gösterilmektedir kolaylıkla gerçekleştirilebilmektedir. Bu uygulamada çok düşük mertebede sızdırma olabilmektedir (Güngör-Özbalta , 1993).

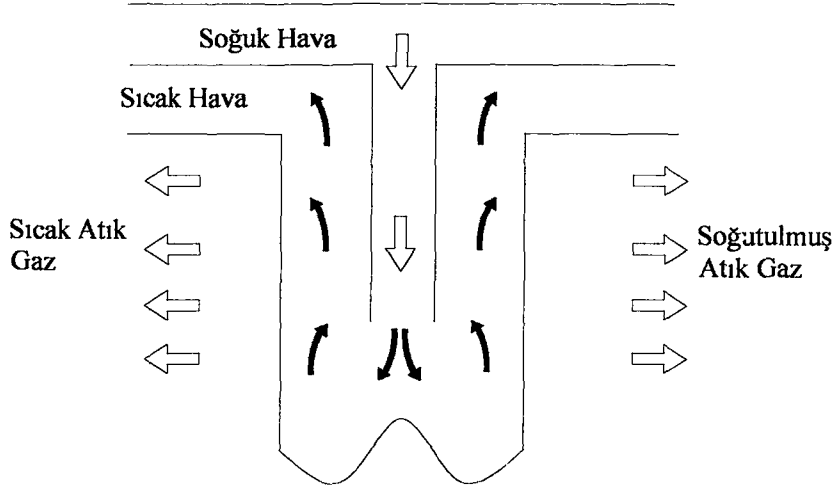


Şekil 3.3 Seramik reküperatör

Önceki tasarımlarda % 8 ile 60 oranındaki sızdırmalar deneysel olarak gözlenmiştir. Yeni tasarımlarda, hava ön ısıtma sıcaklığı 700 °C ve daha yüksek değerlerde ve daha az sızdırma gözlenmiştir (Güngör-Özbalta , 1993).

Taşınım reküperatörü için değişik bir tasarım Şekil 3.4.' te gösterilmiştir. Burada soğuk yakma havası, paralel dikey boru demeti içinden aşağı ve sonra yukarıya doğru akarak, dıştan akan egzoz gazlarıyla ısıtılmaktadır. Bu tasarımın üstünlüğü boruların değişiminin, fırın tam kapasitede çalışırken bile kolayca yapılabilmesidir. Bu , reküperatör arızası nedeniyle

sistemin devre dışı olması yüzünden olabilecek fırın zararlarını, uygunsuzluk ve maliyetleri en aza indirir.



Şekil 3.4. Dikey çift borulu reküperatörler

Isı transferi verimliliğini arttırmak için ışınım ve taşınım tip reküperatörlerin bileşimi kullanılmıştır. Bunlarda taşınım bölümü her zaman yüksek sıcaklıklı ışınım bölümünden sonra olacak biçiminde tasarlanmıştır. Bu tip bir tasarım Şekil 3.5 ' te şematik olarak gösterilmektedir.

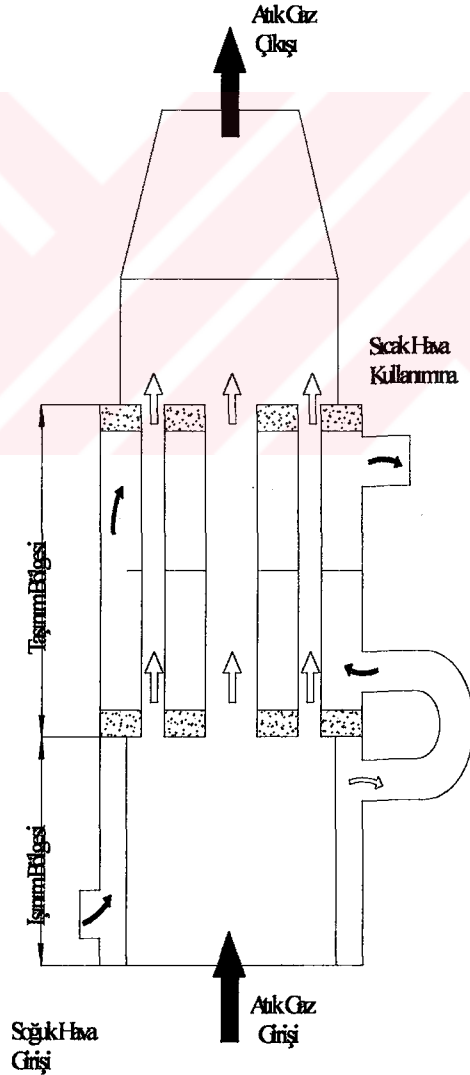
Reküperatörlerin kullanımı endüstriyel fırınlarda yakıt tasarrufu oluşturulmasına ve maliyetleri çok yüksek olmamasına rağmen, bu ünitenin satın alınması daha geniş maliyet oluşumlarını, birlikte kullanılacağı yardımcı ekipmanlar nedeniyle, birlikte getirir. Bir reküperatörün kullanımı ile gelen yakma havasının sıcaklığı yükselir ve yüksek sıcaklıklı yakıcıların satın alınmasını gerektirebilir. Kullanılan geniş hava kanal hatları için, genişlemeye izin verecek esnek bağlantılar gerekir.

Yakıcıların soğutulması için soğuk hava hattı, değişken reküperatör ısıtması durumunda gerekli hava/yakıt oranını oluşturabilmede yanma kontrolünün yeniden düzenlenmesi, fanların bozulması durumunda veya güç kesintilerinde reküperatörü korumak için kontroller, baca, baca damperleri kullanımı, ilave basınç düşümlerinin yenilenmesi için daha büyük fanlar reküperatör ve sistem için gereklidir. Reküperatörün aşırı sıcaklık yüzünden zarar görmesinin engellemek birinci dereceden önem taşımaktadır, çünkü zarar görmüş bir reküperatörün onarım maliyeti başlangıç maliyetin yüzde 90 ı düzeyine ulaşabilmektedir. Ayrıca bu tür

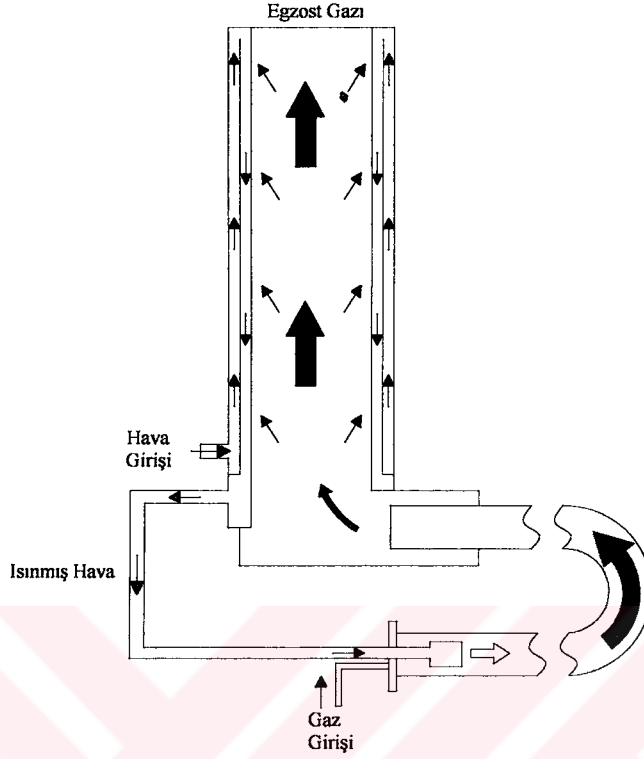
arızalı reküperatörlerin kullanılması durumunda yakıt giderleri de hemen yüzde 10-15 düzeyinde verimin düşmesi nedeniyle artacaktır (Güngör-Özbalta , 1993)..

Şekil 3.6'da bir raydant borulu yakıcı ve ışınlm reküperatörlü ısı geri kazanımlı sistemi göstermektedir. Böyle kısa bir baca ile, iç içe boruların aralarından akan taze yakma havasının ısıtılması için yeterli ısı transfer verimleri elde edilir.

Reküperatörler, orta ve yüksek sıcaklık bölgesinde ekzos gazlarından geri kazanımla diğer gazların (genelde yakma havası) ısıtılmasını sağlamada kullanılmaktadır. Bazı tipik uygulama alanları, ergitme fırınları, ışınlm borulu yakıcılar, tekrar ısıtma fırınları, tavlama fırınları v.b. 'dir.



Şekil 3.5. Işınım ve taşınım reküperatörü



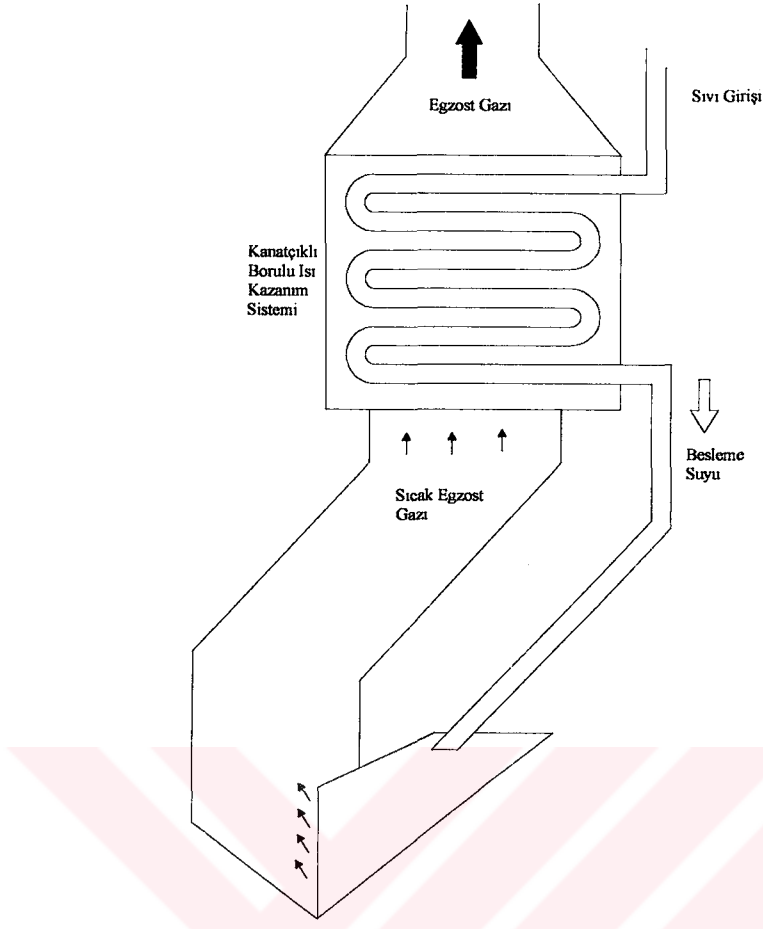
Şekil 3.6. Radyant borulu yakıcı ve ışınım reküperatörlü ısı geri kazanım sistemi

3.3.Gaz- Sıvı ve Sıvı-Sıvı Isı Kazanım Sistemleri

Bazı ısı kazanım sistemlerinde atık ısı sıvının ısıtılmasında kullanılır. Bu sistemlerde gaz-sıvı ve sıvı-sıvı ısı değiştirgeci tipleri kullanılır.

3.3.1. Kanatçıklı Borulu Isı Değiştirgeçleri

Buhar kazanımlarının besleme suyunun ön ısıtılması, proseslerde gerekli sıvıların ısıtılması, hacim ısıtılmasında gerekli sıcak su, günlük tüketimde gereken sıcak suyun hazırlanmasında egzoz gazlarındaki atık ısıdan yararlanmak mümkündür ve bu amaçla genellikle kanatçıklı borulu ısı değiştiriciler kullanılır. bu sistemde ısıtılan sıvı dairesel kesitli borulardan geçirilir. Isı transfer yüzeyini arttırmak için borulara kanatçıklar ilave edilmiştir.



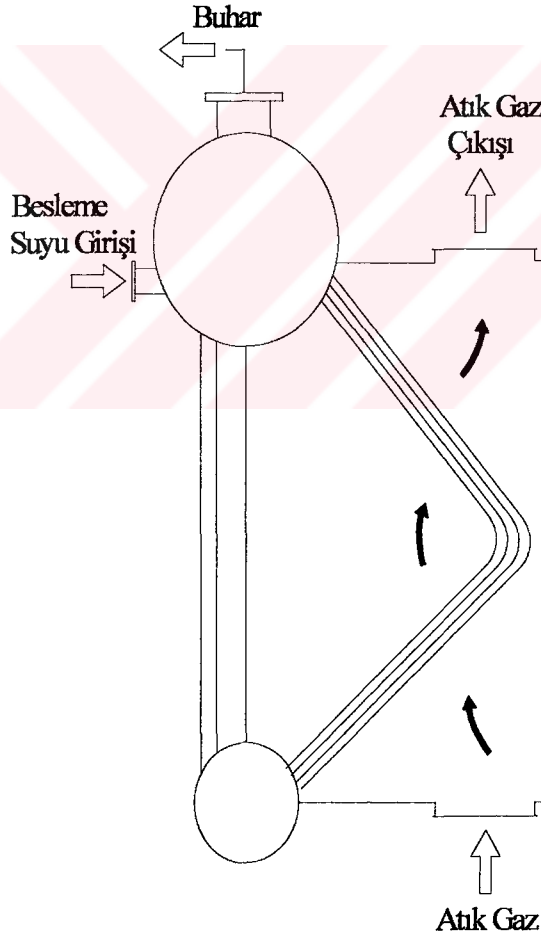
Şekil 3.7. Kanatçıklı borulu gaz-sıvı rejenatörü (Ekonomayzer)

Şekil 3.7' de egzoz gazlarındaki atık ısıdan yararlanmak amacıyla tasarlanan kanatçıklı borulu ısı değıştirci görülmektedir. Uygulanan bu özel model ekonomayzer olarak da isimlendirilmektedir. Borular genellikle seri olarak bağlanırlar, ancak sıvı tarafındaki basınç kayıpları ise boru dizilerinin sayısı ve borular arası mesafeler ayarlanarak düzenlenir. Kanatçıklı borulu ısı değıştirciler modüler boyutlarda hazır olarak bulunabileceği gibi standart elemanlardan kolaylıkla imal edilebilir. Isıtılan sıvının sıcaklık kontrolü kanala gaz tarafı için by-pass düzenlemesi eklenerek sağlanır. Bu düzenleme ile ısı değıştirci üzerinden geçen sıcak gazların akış hızı değıştirilebilir. Kanatçık ve boru malzemesi sıcak egzoz gazları ile sıvının aşındırıcı etkilerine dayanıklı olmalıdır. Kanatçıklı borulu ısı değıştirciler orta ve düşük sıcaklıklarda egzoz gazlarındaki atık ısıdan yararlanmaya uygun cihazlardır.

3.3.2. Gövde-Boru Tipi Isı Değiştiriciler

Sıvı veya buhar ortamının taşıdığı atık ısıyı diğer bir sıvıya aktarmak için genellikle gövde-borulu ısı değiştiriciler kullanılır. Bu tip ısı değiştiricilerde gövde içinde boru demetleri yer alır. Akışkanın borulara paralel akmasından çok borulara dik akmasını sağlamak amacıyla engeller yerleştirilir. Atık ısıyı taşıyan ortam buhar ise yoğuşturularak taşıdığı ısı sıvıya aktarılır. Bu uygulamada buhar gövde tarafından geçirilir. Eğer bu uygulamanın tersine buharın yoğuşması kuk çaplı borular içinde gerçekleştirilirse akımda karasızlıklara neden olunur. Gövde- boru ısı değiştirgeçleri standart malzemeler kullanılarak ihtiyaca göre değişik kapasitelerde farklı geçiş sayılarında tasarlanabilir (Güngör-zbalta , 1993).

3.3.3. Atık Isı Kazanları



şekil 3.8. Gaz türbinlerinden ısı kazanımı için atık ısı kazanının şematik görünüşü

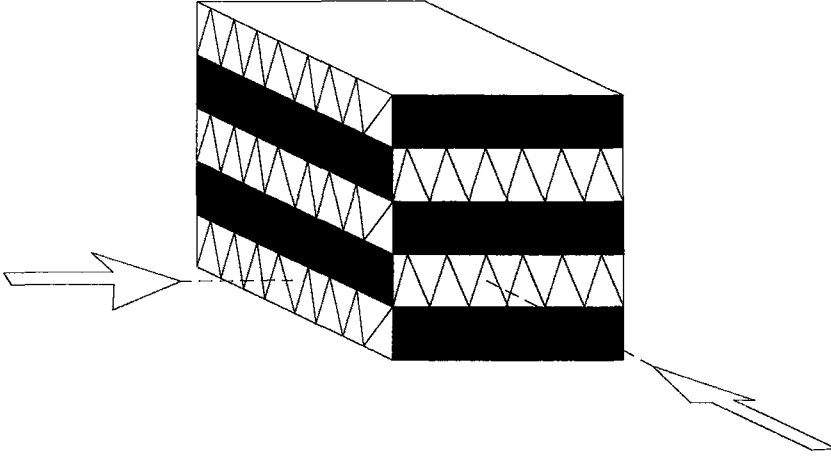
Atık ısı kazanlarında mevcut borular içinde su bulunmakta ve gaz türbinlerden gelen sıcak egzoz gazları bu borular etrafından geçerken taşıdığı ısının bir kısmını borulardaki akışkana aktarmaktadır. Borulardaki su buharlaşarak buhar domunda toplanır. Buradan ısıtma veya proses buharı olarak çekilir. Şekil 3.8.' de bu amaçla tasarlanmış bir sistemin şeması görülmektedir. Sıcak egzoz gazları içi su dolu borular etrafından geçer ve dışarı atılır. Egzoz gazları genellikle orta sıcaklık derecelerinde olduğundan ve sistemin daha az yer kaplaması gibi nedenlerle gaz tarafında borulara kanatçıklar eklenir. Bu yapı ile gaz tarafında etkin ısı transfer alanı ve ısı transfer hızı artırılmış olur (Güngör-Özbalta , 1993).

Buharın üretildiği basınç ve buhar üretim hızı , kazana giren sıcak gazların sıcaklığına, sıcak gazların akış hızına, kazanın verimine bağlıdır. Egzoz gazındaki atık ısı , istenilen miktarda proses buharının üretimi için yetersiz kalırsa sisteme ek bir enerji ünitesi eklenmelidir.

Fırınlr, gaz türbinleri gibi cihazların egzoz gazlarından enerji kazanımı atık ısı kazanlarının tipik uygulamalardır.

3.4. Plakalı Isı Değişiriciler

Plakalı ısı değiştiriciler, ısı transfer yüzeylerini kirletme eğilimi olan akışkanların kullanılması durumunda tercih edilirler. Plakalı ısı değiştiricilerin sökölüp tekrar montajı kolay olduğundan diğer borulu sistemlere göre temizlenmesi daha az zaman alıcı bir işlemdir. Plakalı ısı değiştiricileri yapı olarak filtre presine benzeyen sabit ısı transfer cihazlarıdır. Birbirlerine cıvata , kaynak v.b. kullanılarak birleştirilmiştir. Plakalar arasında akışkanın geçmesi için bir boşluk vardır. Plaka yüzeyinde oluklar ve çukurlar oluşturarak plakalar arasındaki mesafeler eşit tutulur. Akışkanlardan biri plakanın bir ucundaki delikten boşluğa girer ve plaka yüzeyi ile temas ederek diğer uçtaki deliğe doğru akar. İkinci akışkanda plakadaki diğer delikten plakanın arka yüzeyindeki boşluğa akar. Bu şekilde ısı plaka yüzeyi boyunca sıcak akışkandan soğuk akışkana doğru aktarılır.



Şekil 3.9. Plakalı ısı değiştirici

Plakalar çalışma sırasında oluşacak basınçlara dayanacak mukavemette imal edilmelidir. Plaka yüzeyleri ısı transfer hızını arttırmak için oluklu veya çukur olarak imal edilir. Oluklu plakalar arasına türbülansı arttırmak amacıyla delikli levhalar yerleştirilebilir. Plaka malzemesi paslanmaz çelik, titanyum, hastelloy B ve C alaşımlarıdır (Güngör-Özbalta , 1993).

Plakalı ısı değiştiricilerin diğer klasik borulu ısı değiştiricilere göre avantaj ve dezavantajları şu şekilde sıralayabiliriz (Güngör-Özbalta , 1993).

Avantajları

- Temizleme ve kontrol için kolaylıkla sökülebilir.
- Isı kayıpları azdır.
- Kapladıkları hacim küçüktür.
- Isı transfer katsayıları daha büyüktür.
- Isı transferi uniform olarak gerçekteşir.
- Mevcut sistemde ısı transfer yüzeyleri ihtiyaca göre plakaları yeniden düzenleyerek arttırılır veya azaltılabilir.

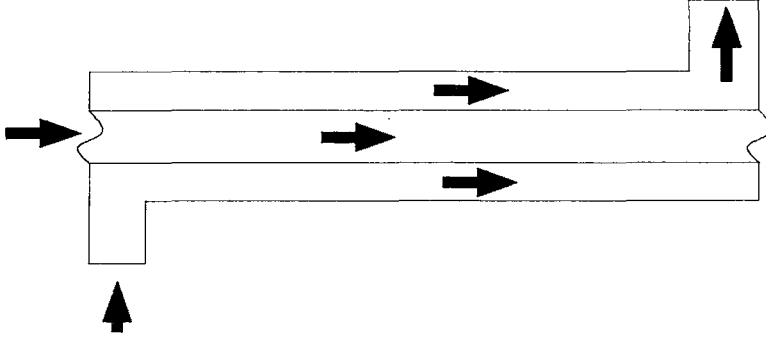
Dezavantajları

- Bağlantılarda sızdırmazlık olarak kullanılan contalar nedeniyle 20 bar basınca kadar dayanıklıdır.
- 170 °C üzerindeki sıcaklıklarda sistemin kullanımı önerilmez.
- Maliyet diğer sistemlere göre daha yüksektir.
- Sistemin etkin hizmet süresi conta kullanılması nedeniyle diğer geleneksel ısı değiştirgeçlerine göre daha kısadır.

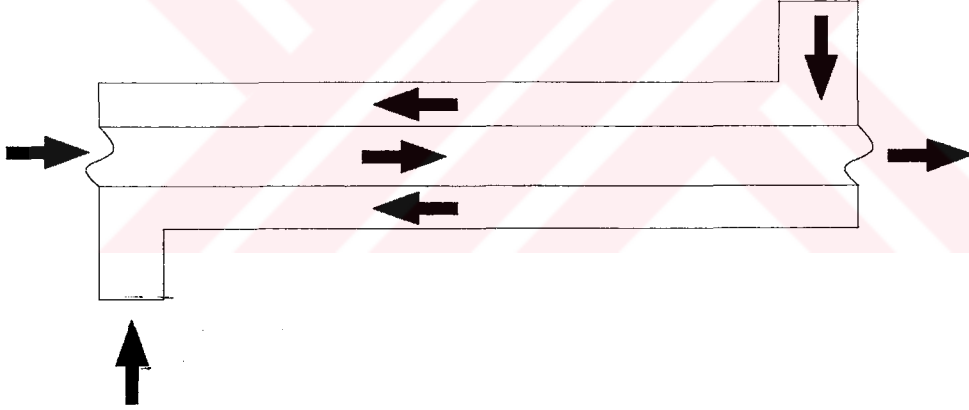


4. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN ÇÖZÜMÜ

Isı değiştiricileri akışkanların birbirine göre akma yönlerine ve dizayn tiplerine göre sınıflandırılırlar. Akışkanlar aynı yönde hareket ediyorsa paralel, zıt yönde hareket ediyorsa ters akışlı ısı değiştirici olarak adlandırılırlar (Şekil 4.1a-b). Akışkanların akma yönüne göre diğer bir ısı değiştirici tipi de çapraz akışlı ısı değiştiricileridir.



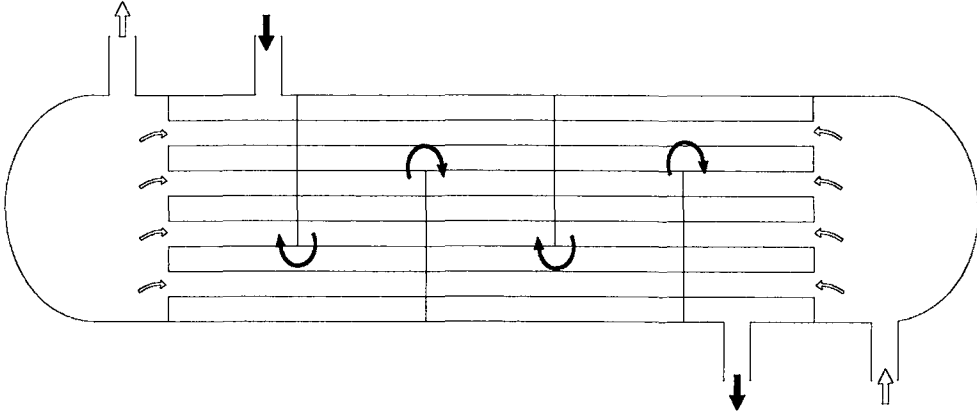
Şekil 4.1a Paralel akışlı ısı değiştirici



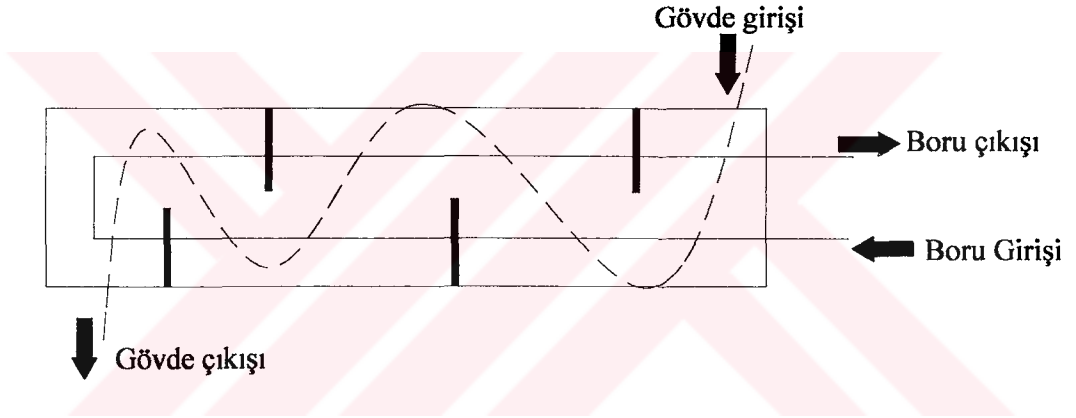
Şekil 4.1b Paralel akışlı ısı değiştirici

Sanayide kullanılan en yaygın ısı değiştiricisi olan gövde tipi borulu ısı değiştiricisidir. Bunlar gövde ve boru geçişlerinin sayısına göre değişir. Şekil 4.2 'de görülen tek gövde geçişli ısı değiştirici bu tiplerin en basit şeklidir. Daha küçük boyutlarda daha yüksek ısı kapasiteler oluşturmak için genelde şaşırtma levhaları konur. Şekil 4.3a ve Şekil 4.3b ' de şaşırtma levhalı, bir gövde iki boru geçişli ve iki gövde dört boru geçişli ısı değiştiricilerine ait temel çizimler görülmektedir.

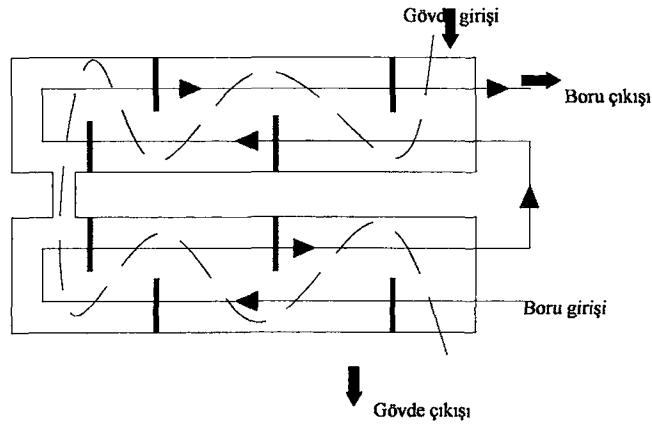
Not : 4. Bölümde kullanılan bilgiler Incropera, F.P. ve DeWitt, D.P. , (2001) , Isı ve KütLe Geçişinin Temelleri kitabından alınmıştır.



Şekil 4.2. Tek gövde geçişli ısı değiştirici

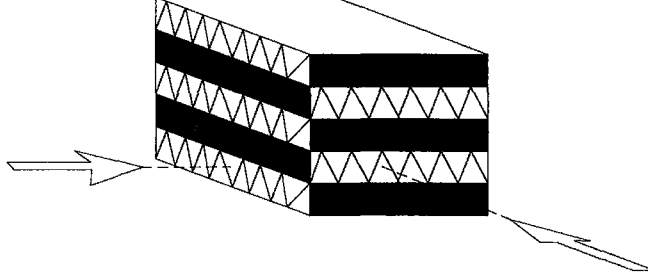


Şekil 4.3a Bir gövde geçiş iki boru geçişli ısı değiştirici



Şekil 4.3b İki gövde geçiş dört boru geçişli ısı değiştirici

Birim hacimde ısı geçiş yüzey alanının $\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerini geçtiği ısı değiştiricilere ise kompakt ısı değiştiriciler denir. Şekil 4.4 ' de böyle bir ısı değiştirici görülmektedir, (Incropera ve DeWitt , 2001).



Şekil 4.4 Kompakt ısı değiştirici

4.1 Toplam Isı Geçiş Katsayısı

Bir ısı değiştiricisi hesabının en önemli bölümü, toplam ısı geçiş katsayısının bulunmasıdır.

İki akışkan arasındaki ısı geçişinde, toplam ısı direnci,

$$R_{top} = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \quad (*) \quad (4.1)$$

formülünden hesaplanabilir. Burada ısı geçiş katsayısı olan U, ısı değiştiricide kirlilik faktörü de göz önünde bulundurulursa

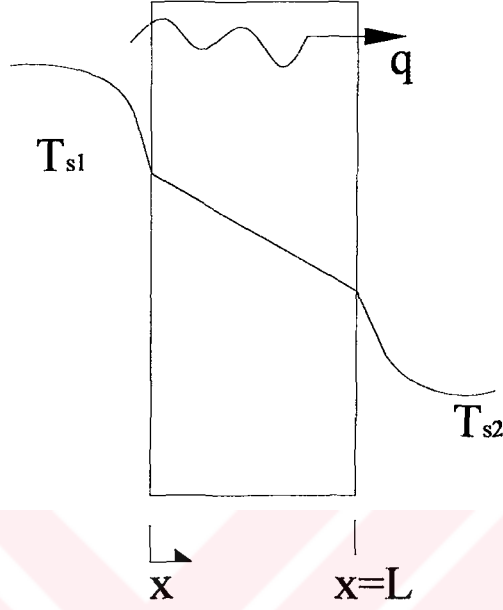
$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_o} \\ &= \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o h A)_h} \end{aligned} \quad (4.2)$$

biçiminde yazılabilir.

Isı iletim direnci olan R_w ise ,

Düzlemsel cidarlar için Denklem 4.3 kullanılabilir.

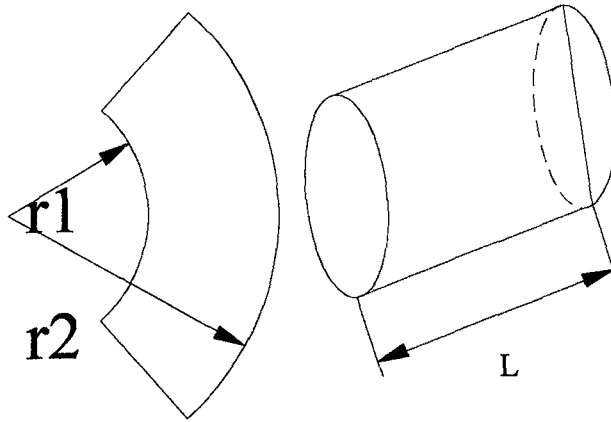
$$R_w \equiv \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q} = \frac{L}{kA} \quad (4.3)$$



Şekil 4.5a Düzlemsel duvarda ısı geçişi

Silindirik cidarlar için Denklem 4.4 kullanılabilir.

$$R_w = \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi Lk} \quad (4.4)$$



Şekil 4.5b Silindirik duvarda ısı geçişi

Çeşitli akışkanlar için kirlilik faktörü değerleri Çizelge 4.1' de verilmiştir.

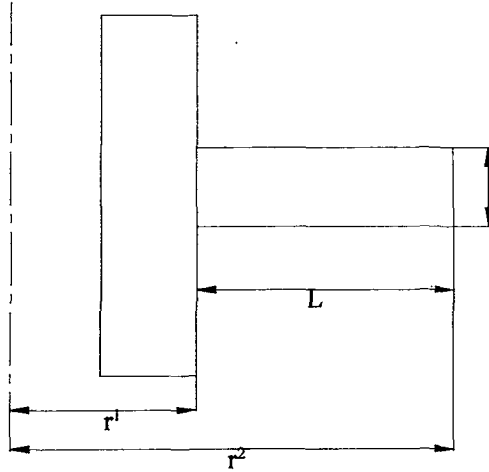
Çizelge 4.1 Çeşitli akışkanlara ait kirlilik faktörleri , (Incropera ve DeWitt , 2001)

Akışkan	R''_f (m ² .K/W)
Deniz suyu ve hazırlanmış kazan besleme suyu (50 °C altında)	0.0001
Deniz suyu ve hazırlanmış kazan besleme suyu (50 °C üstünde)	0.0002
Nehir suyu (50 °C altında)	0.0002-0.001
Fuel oil	0.0009
Soğutucu Akışkanlar	0.0002
Su buharı (yağ içermeyen)	0.0001

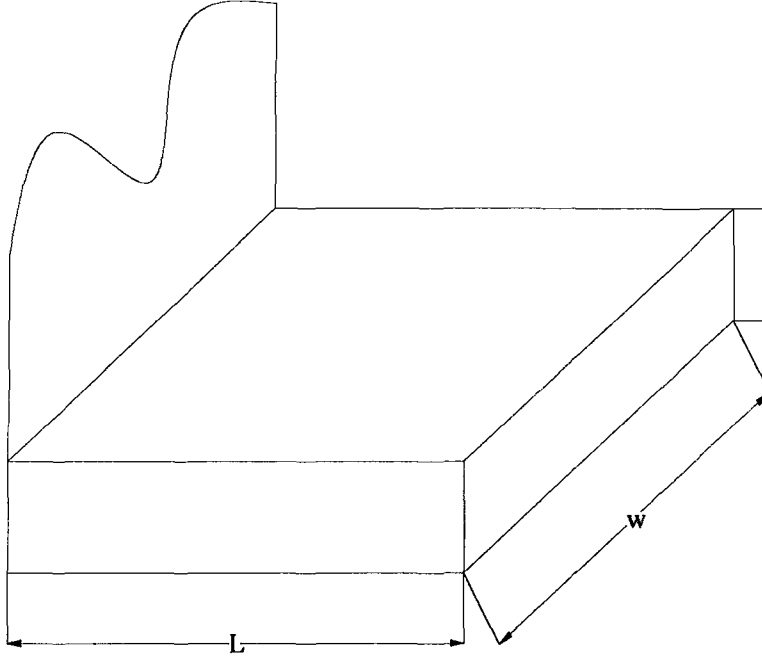
Kanatlı yüzeyin toplam yüzey etkinliği olan η_o değeri

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (4.5)$$

bağıntısından bulunabilir. Burada, A_f kanat yüzey alanı, η_f ise tek bir kanatın etkinliği anlamlarındandır



Şekil 4.6a Dairesel Kanat

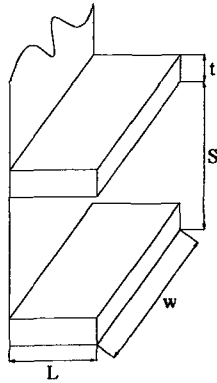


Şekil 4.6b Düz kanat

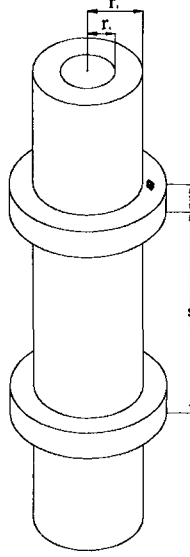
Toplam ısı geçişi ise

$$q = \eta_o \cdot h \cdot A \cdot (T_b - T_\infty) \quad (4.6)$$

biçiminde olup, bu bağıntıda T_b taban yüzey sıcaklığını ve A ise (kanat ile tabandaki çıplak) toplam yüzey alanını göstermektedir.



Şekil 4.7a Dikdörtgenel Kanat



Şekil 4.7b Dairesel kanat

Isı değiştiricisi tasarımında yaygın olarak kullanılan terimlere uygun olması için, kanat yüzey alanının, toplam yüzey alanına oranı A_f / A yazılmıştır. Burada kanat etkinliği olan η_f değeri ucu yalıtılmış kesiti değişmeyen düzgün dikdörtgenler için

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (4.7)$$

şeklinde yazılabilir. Bu eşitlikte $m = (2h / kt)^{1/2}$ ve t kanat kalınlığı olmaktadır.

Bazı akışkan çiftlerine ait toplam ısı taşınım katsayıları Çizelge 4.2' de verilmiştir.

Çizelge 4.2 Bazı Akışkan Çiftlerin Isı Taşınım Katsayıları , (Incropera ve DeWitt , 2001).

Akışkan	U(W/m ² .K)
Deniz suyu ve hazırlanmış kazan besleme suyu (50 °C altında)	850-1700
Deniz suyu ve hazırlanmış kazan besleme suyu (50 °C üstünde)	110-350
Nehir suyu (50 °C altında)	1000-6000
Fuel oil	800-1400
Soğutucu Akışkanlar	250-750
Su buharı (yağ içermeyen)	25-50

Şekil 4.1a ve 4.3 a-b 'de gösterilen kanatsız, borulu ısı değıştircileri için

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (4.8)$$

buradaki i ve o indisleri, sıcak ve soğuk akışkanı göstermektedir. ($A_i = \pi D_i L$ $A_o = \pi D_o L$)

4.2 Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkının Kullanılması

Bir ısı değıştircisinin tasarımını yaparken toplama ısı geçişi değeri potansiyel enerji, kinetik enerji ve ısı kaybını ihmal edersek aşığıdaki bağıntılardan elde edebiliriz.

$$q = \dot{m}_h (i_{h,i} - i_{h,o}) \quad (4.9a)$$

ve

$$q = \dot{m}_c (i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (4.10a)$$

Bu bağıntılarda i akışkan entalpisini gösterirken, h ve c indisleri, sıcak ve soğuk akışkanları, i ve o indisleri ise giriş ve çıkış koşullarını belirtir. Akışkanlarda bir faz değışimi yoksa ve özgül ısıları sabit kabul edilebilirse, bu eşitlikler yerine

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (4.9b)$$

ve

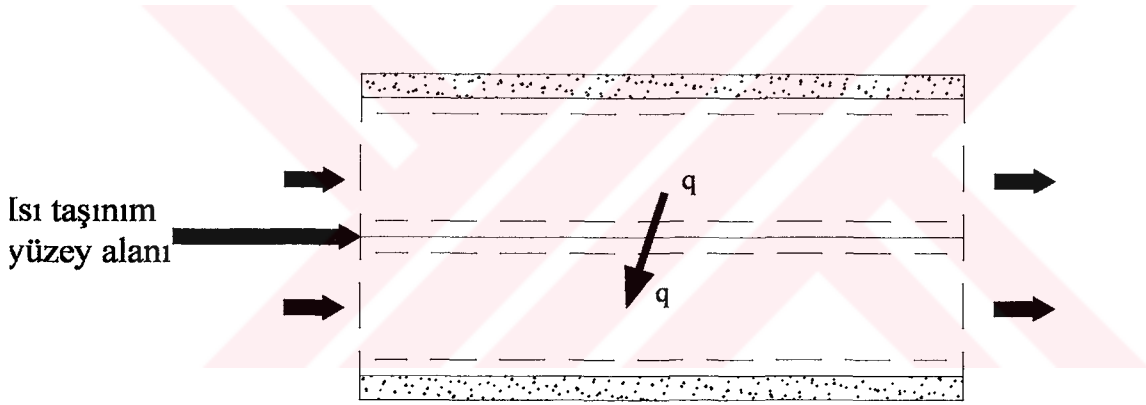
$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (4.10b)$$

yazılabilir. Burada sıcaklıklar, belirli konumlardaki *ortalama* akışkan sıcaklıklarını göstermektedir. Dikkat edilirse, Denklem 4.9 ve 4.10 ısı değıştircisinin türünden bağımsızdırlar.

Diğer bir yararlı bağıntı, sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki

$$\Delta T \equiv T_h - T_c \quad (4.11)$$

sıcaklık farkı ile toplam ısı geçişi q arasındaki bir ilişki kurularak elde edilebilir. Böyle bir bağlantı, Newton'un soğuma yasasında (*), ısı taşınım katsayısı h yerine toplam ısı geçiş katsayısı U yazılarak bulunabilir.



Şekil 4.8 İki akışkanlı bir ısı değıştircisinde, sıcak ve soğuk akışkanlar içim enerji dengesi

Bu durumda, ΔT ısı değıştircisi içinde değıştiğinden, bu bağıntıyı

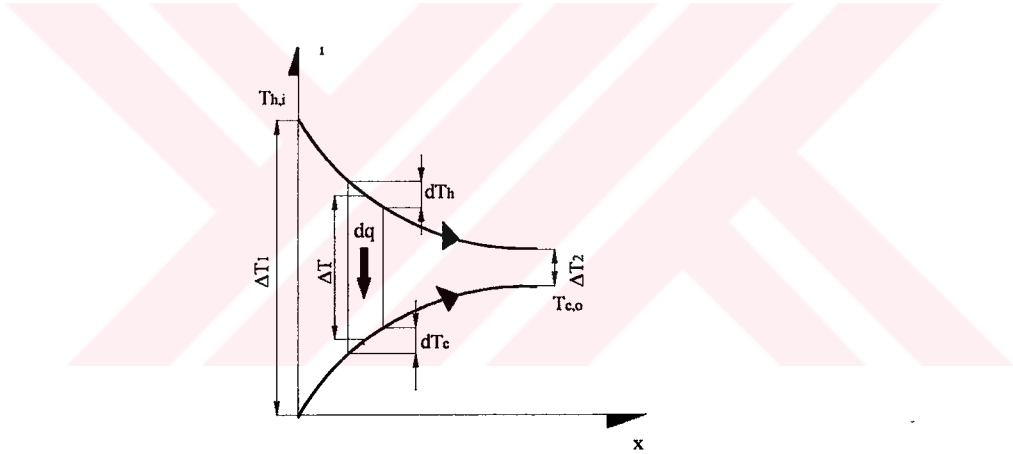
$$q = UA\Delta T_m \quad (4.12)$$

(*) $q'' = h(T_s - T_\infty)$ ifadesi Newton'un soğuma yasası olarak bilinir.

biçiminde yazmak gerekir. Burada ΔT_m uygun bir ortalama sıcaklık farkı anlamındadır ve akışkanların akış yönlerine göre çözümlenmesi elde edilir.

4.2.1 Paralel Akışlı Isı Değiştiricisi

Paralel akışlı bir ısı değiştiricisi içindeki sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık dağılımları, Şekil 4.9' da gösterildiği gibidir. Başlangıçta ΔT sıcaklık farkı büyüktür, fakat x arttıkça hızla azalır ve asimptotik olarak sifıra ulaşır. Böyle bir ısı değiştiricisinde, soğuk akışkanın çıkış sıcaklığının hiçbir zaman sıcak akışkan sıcaklığından daha fazla olamayacağını, burada belirtmekte yarar vardır. Şekil 4.9' da 1 ve 2 indisleri, ısı değiştiricisinin iki zıt ucunu belirlemektedir. Bu gösterim, diğer bütün ısı değiştiricilerinde de kullanılacaktır. Paralel akışlı ısı değiştiricileri için $T_{h,i} = T_{h,1}$, $T_{h,o} = T_{h,2}$, $T_{c,i} = T_{c,1}$, $T_{c,o} = T_{c,2}$ olmaktadır, (Incropera ve DeWitt , 2001).



Şekil 4.9 Paralel akışlı ısı değiştiricisi sıcaklık dağılımı

Sıcak ve soğuk akışkanlardaki diferansiyel hacim elemanlarına enerji korunumunun uygulanması ile ΔT_m ifadesi elde edilebilir. Şekil 4.6'da görüldüğü gibi, her bir elemanın uzunluğu dx ve ısı geçiş yüzey alanı dA değerlerindedir. Enerji korunumu ve daha sonraki çözümler için aşağıdaki kabuller yapılmıştır, (Incropera ve DeWitt , 2001).

1. Isı değiştiricisi çevreye karşı ısl olarak yalıtılmış olup, ısı geçişi sadece sıcak ve soğuk akışkanlar arasında olmaktadır.
2. Borular boyunca eksensel ısı iletimi göz ardı edilmektedir.

3. Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri göz ardı edilmektedir.
4. Akışkanların özgül ısıları sabittir.
5. Toplam ısı geçiş katsayıları sabittir.

Gerçekte ısı değiştiricisi içindeki sıcaklık değişimi nedeniyle, özgül ısı değişecektir. Ayrıca akış koşulları ile akışkan özelliklerinin değişimi nedeniyle de toplam ısı geçiş katsayısı bir ölçüde değişecektir. Ancak, birçok ısı değiştiricisi uygulamasında bu değişimler önemsizdir ve $c_{p,c}$, $c_{p,h}$ ve U için ortalama değer almak, oldukça doğru sonuçlar verir.

Şekil 4.8' deki her bir diferansiyel eleman için enerji dengesi ayrı ayrı yazılırsa,

$$dq = -\dot{m}_h c_{p,h} pdT_h \equiv -C_h dT_h \quad (4.13)$$

ve

$$dq = -\dot{m}_c c_{p,c} pdT_c \equiv -C_c dT_c \quad (4.14)$$

eşitlikleri elde edilebilir. Bu eşitliklerde C_h ve C_c , sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite debilerini göstermektedir. Denklem 4.9 b ve 4.10 b' de verilen birinci yasa bağlantılarını elde edebilmek için, yukarıdaki denklemlerin ısı değiştiricisi boyunca integrali alınabilir. dA yüzey alanından geçen ısı,

$$dq = U \cdot \Delta T \cdot dA \quad (4.15)$$

olarak da yazılabilir. Burada $\Delta T = T_h - T_c$, sıcak ve soğuk akışkan arasındaki yerel sıcaklık farkıdır. Denklem 4.15' i entegre edebilmek için, Denklem 4.13 ve 4.14, diferansiyel biçimde yazılmış Denklem 4.11'e taşınarak,

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c$$

ve

$$d(\Delta T) = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right)$$

yazılabilir. Denklem 4.15'deki dq değeri bu son eşitliğe taşıyıp, ısı değiştiricisi boyunca integrali alınırsa,

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \int_1^2 dA$$

veya

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (4.13)$$

elde edilir. Denklem 4.9 ve 4.10'den C_h ve C_c değerleri çekilip, Denklem 4.13'e taşınırsa,

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{q} + \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{q} \right) = -\frac{UA}{q} [(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})]$$

bulunur. Şekil 4.9'daki paralel akışlı ısı değiştiricisi için $\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$ ve $\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$ tanımları kullanılırsa,

$$q = UA \left(\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \right)$$

sonucuna ulaşılır. Bu sonuç, Denklem 4.12 ile karşılaştırılırsa, uygun ortalama sıcaklık farkı için ΔT_m ortalama logaritmik sıcaklık farkı tanımı yapılabilir. Bu durumda,

$$q = UA \Delta T_m \quad (4.17)$$

elde edilir. Bu bağlantıda,

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (4.18)$$

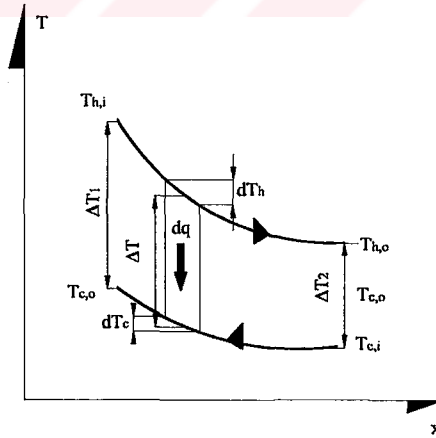
biçiminde tanımlanmıştır. Paralel akışlı ısı değiştiricileri için,

$$\begin{cases} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{cases} \quad (4.19)$$

oldukları unutulmamalıdır.

4.2.2 Ters Akışlı Isı Değiştiricisi

Ters akışlı bir ısı değiştiricisi içindeki sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık dağılımları, Şekil 4.10'da gösterildiği gibidir. Paralel akışlı ısı değiştiricisinin aksine, bu düzenlemede, ısı değiştiricisi boyunca sıcaklık farkı ve buna bağlı olarak ısı geçişi yaklaşık eşittir. Bu nedenle, x değişimine göre verilen $\Delta T = T_h - T_c$ sıcaklık farkı, ters akımlı düzenlemede hiçbir yerde, paralel akışlı ısı değiştiricisinin giriş bölümündeki kadar büyük değildir. Dikkat edilirse, bu düzenlemede soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından daha fazla olabilir, (Incropera ve DeWitt, 2001).



Şekil 4.10 Ters akışlı bir ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı

Denklem 4.9 b ve 4.10 b herhangi bir ısı değiştiricisine uygulanabildiğinden, ters akışlı düzenlemede de kullanılabilir. Ayrıca, Bölüm 4.3.1'de yapılan çözümlmeye benzer olarak,

Denklem 4.17 ve 4.18 bu düzenleme için de kullanılabilir. Bununla beraber, ters akışlı ısı değiştiricilerinin uç noktalarındaki sıcaklık farkları,

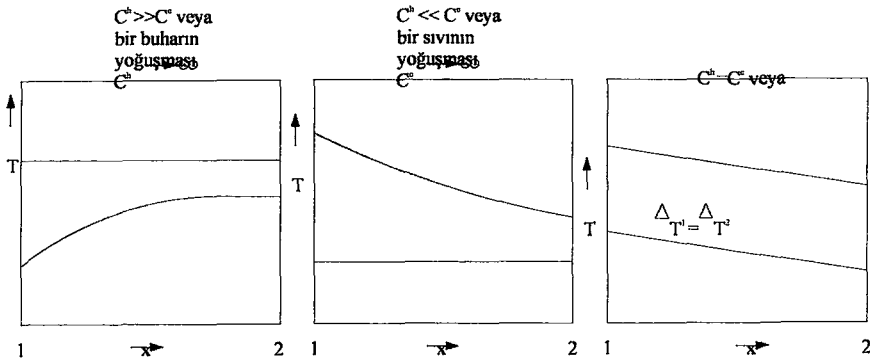
$$\begin{cases} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{cases} \quad (4.20)$$

biçiminde tanımlanmalıdır. Dikkat edilirse, aynı giriş ve çıkış sıcaklıkları için, ters akışlı düzenlemede ortalama logaritmik sıcaklık farkı, paralel akışlı düzenlemeden daha büyüktür, $\Delta T_{lm,ters} > \Delta T_{lm,paralel}$. Bu nedenle, aynı U toplam ısı geçiş katsayısı ve belirli bir ısı geçişi q için, ters akışlı ısı değiştiricisinin ısı geçiş alanı, paralel akışlı ısı değiştiricisinden daha küçüktür. Ayrıca, ters akışlı düzenlemede soğuk akışkanın ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı, $T_{c,o}$ sıcak akışkanının çıkış sıcaklığından $T_{h,o}$ daha fazla olabilir, oysa bu durum paralel akışlı ısı değiştiricilerinde hiçbir zaman olamaz. , (Incropera ve DeWitt , 2001).

4.2.3 Özel Çalışma Koşulları

Burada ısı değiştiricilerinin çalışabileceği bazı özel koşullardan söz etmek yararlı olabilir.

Şekil 4.11a 'da, $C_h \equiv \dot{m} c_{p,h}$ sıcak akışkan ısıl kapasite debisinin, $C_c \equiv \dot{m} c_{p,c}$ soğuk akışkan ısıl kapasite debisinden çok büyük olması durumunda, ısı değiştiricisi boyunca yaklaşık olarak sabit kalırken, soğuk akışkanın sıcaklığı artmaktadır. Aynı durum, sıcak akışkanın yoğuşması halinde de görülür. Yoğuşma işlemi sabit sıcaklıkta olur ve uygulamada, $\bar{C}_h \rightarrow \infty$ alınabilir. Bu işlemin tersi olarak, bir buharlaştırıcıda veya buhar kazanında (Şekil 4.11b), soğuk akışkan bir faz değişime uğrar ve sıcaklığı yaklaşık olarak sabit kalır ($C_h \rightarrow \infty$). Faz değişimi olmamasına rağmen, $C_h \leq C_c$ ise aynı durumla karşılaşılır.



Şekil 4.11 Isı değiştirici özel çalışma koşulları

Dikkat edilirse, yoğuşma veya buharlaşma halinde ısı geçişi Denklem 4.9a veya 4.10a ile hesaplanabilir. Üçüncü bir özel durum (Şekil 4.11c), ısı kapasitelerinin birbirine eşit olduğu ters akışlı ısı kapasitelerinin birbirine eşit olduğu ters akışlı ısı değiştiricisini belirtmektedir ($C_h = C_c$). Bu durumda $\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_{lm}$ olduğundan, ısı değiştiricisi boyunca ΔT sıcaklık farkı sabittir, (Incropera ve DeWitt , 2001).

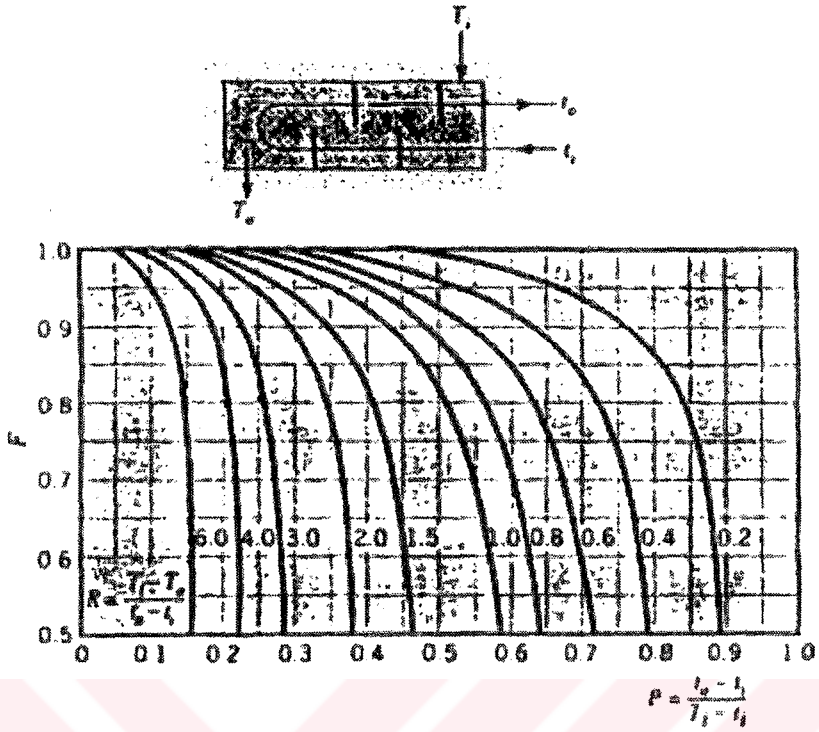
4.2.4 Çok Geçişli ve Çapraz-Akışlı Isı Değiştiricileri

Çok geçişli ve ters akışlı değiştiricilerindeki akışlar çok karmaşık olsa da, ortalama logaritmik sıcaklık farkında

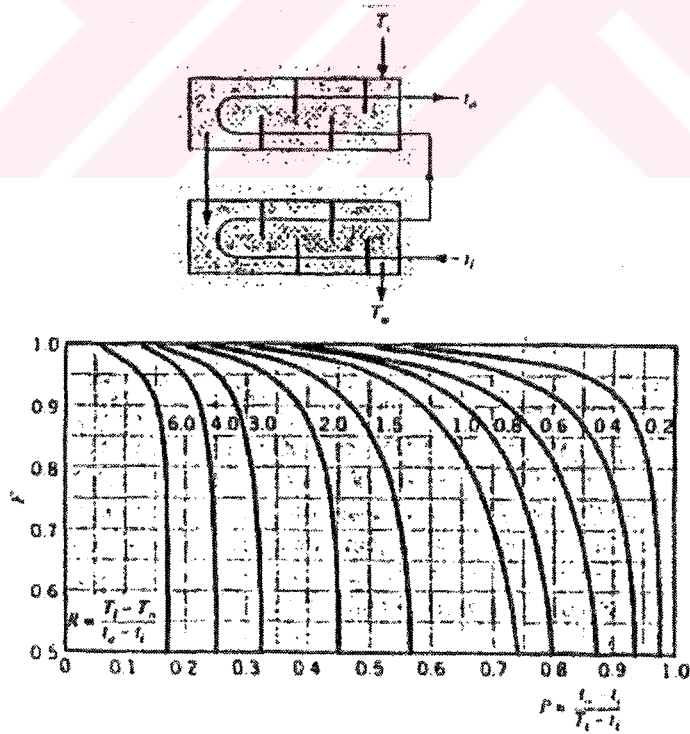
$$\Delta T_m = F \Delta T_{lm,CF} \quad (4.21)$$

biçiminde bir düzeltme yapılırsa, buradan ΔT_{lm} ortalama logaritmik sıcaklık farkı değeri elde edilir. $\Delta T_{lm,CF}$ ısı değiştiricisinin ters akışlı olduğu varsayılarak hesaplanan ortalama logaritmik sıcaklık farkı değeridir.

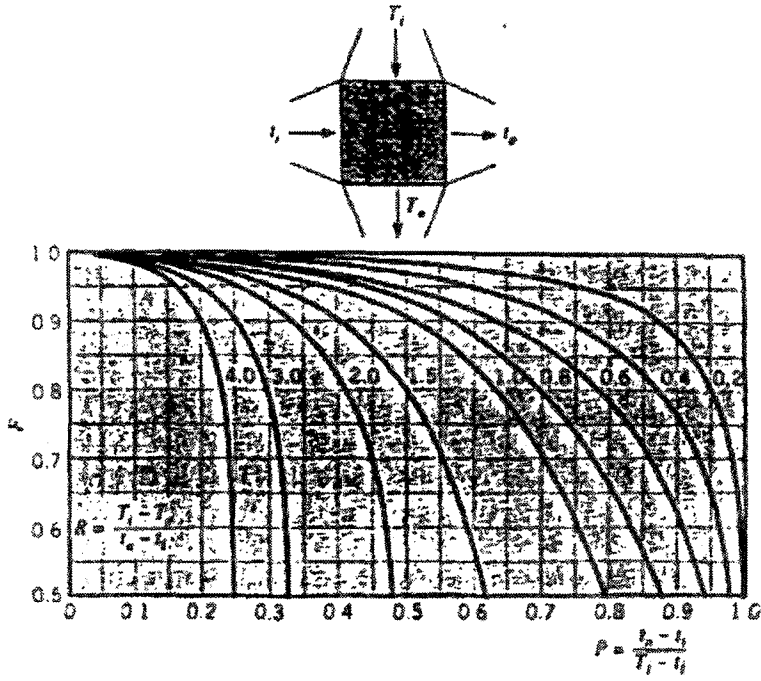
F düzeltme katsayısı için Şekil 4.12, 4.13, 4.14, 4.15 kullanılabilir. Bu şekillerde (T,t) notasyonu akışkan sıcaklıklarını göstermekte olup, t değişkeni her zaman boru içindeki akışkan sıcaklığı için kullanılmıştır. Buradaki gösterime göre, sıcak veya soğuk akışkanın, gövde veya boru içinden akmasının bir önemi yoktur. Isı değiştirici içinde, eğer akışkanlardan birinin sıcaklık değişimi göz ardı edilebilecek düzeyde ya da P veya R sıfır ise, Şekil 4.12 ' den 4.15 ' e kadar olan grafiklerde belirtilmesi gereken önemli bir hususu $F=1$ olduğudur. Bu durumda ısı değiştiricisinin davranışı, ısı değiştiricisinin düzenlemesinden bağımsızdır. Eğer akışkanlardan birinde faz değişimi varsa (buharlaşma veya yoğuşma) , bu durum gerçekleşir, (Incropera ve DeWitt , 2001).



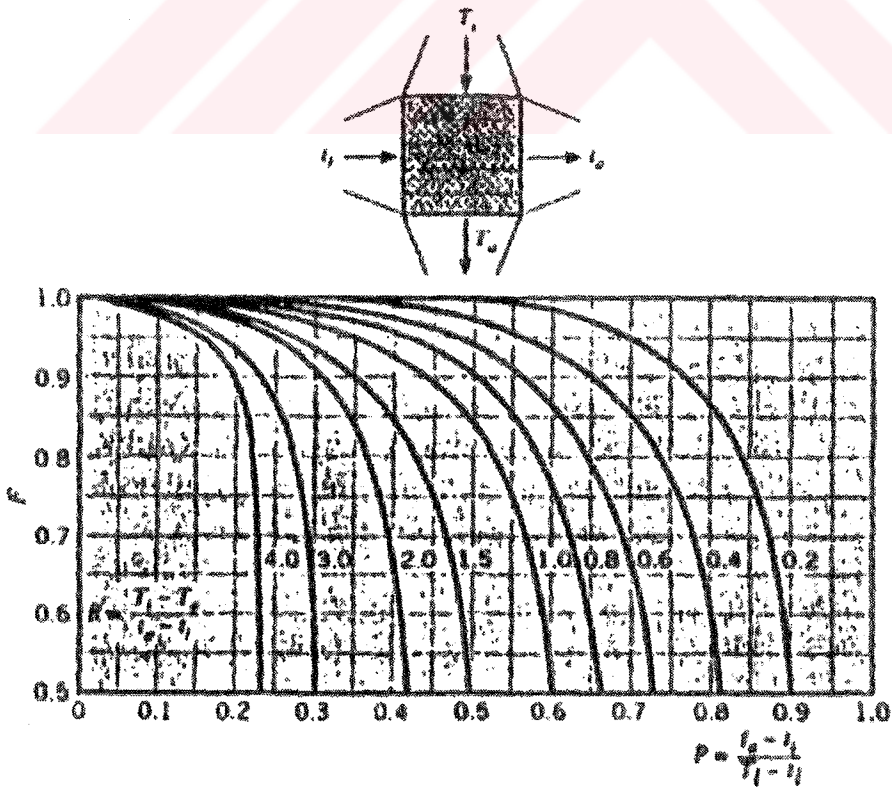
Şekil 4.12 Gövde-borulu bir ısı değıştiricisinde, bir gövde geçişi ve ikinin (iki, dört, vb.) boru geçişinin olması durumunda düzeltme katsayısı, (Incropera ve DeWitt , 2001)



Şekil 4.13 Gövde- Borlu bir ısı değıştiricisinde, iki gövde geçişi ve dördün katları boru geçişi olması durumunda düzeltme katsayısı, (Incropera ve DeWitt , 2001)



Şekil 4.14 Her iki akışkanında karışmadığı, tek geçişli, çapraz-akışlı bir ısı değiştiricisinde düzeltme katsayısı, (Incropera ve DeWitt , 2001)



Şekil 4.15 Bir akışkanın karıştığı, diğer akışkanın karışmadığı, tek –geçişli, çapraz-akışlı bir ısı değiştiricisinde düzeltme katsayısı, (Incropera ve DeWitt , 2001).

5. ATIK ISI GERİ KAZANIM DENEYİ

5.1. Deneyin Amacı

Deneyde, Emel Kazan firmasında ısıtma amaçlı kullanılan 250.000 kcal/ h kapasitesindeki sıcak su kazanından çıkan duman gazlarından yararlanıp bir atık ısı geri kazanım sistemi oluşturmak ve burada elde edilen enerjiyi ve verimi saptamak istiyoruz.

5.2.Sistemin Tanıtımı

Sistemimiz Şekil 5.1 ' de detaylı olarak görülmektedir. Ayrıca sistemin fotoğraflarını Ek-1 ve Ek-2 ' de sunulmaktadır.

Sistemimize duman gazı girişini sağlamak için 23 numaralı baca borusunda bulunan 19 numaralı klape kapatılıp 17 ve 18 numaralı klape açılır. Bu sayede 250.000 kcal/ h kapasitesindeki sıcak su kazanı duman gazının sistemimize girişi sağlanır. Sistemin çalıştırılmadığı durumlarda ise 17 ve 18 numaralı klape kapatılıp 19 numaralı klape açılarak duman gazının 23 numaralı baca borusundan direkt olarak dışarı atılması sağlanır.

Deneyler sırasında A , B , C ve Su eşanjörü ölçüm istasyonlarında ölçümler yapıldı.

5.2.1 A Ölçüm İstasyonu

Şekil 5.1 ' de görüldüğü üzere duman gazları 17 numaralı klape açık iken A ölçüm istasyonuna girer . Ve sistemin rejime ulaşması için yaklaşık olarak 1 saat kadar beklenir.

A ölçüm istasyonunda duman gazlarının sıcaklığı 1 numaralı ısı çift (termokupıl) 'a bağlanan veri kayıt edicisi veya sökülüp takılabilen 22 numaralı sıcaklık göstergesi vasıtasıyla elde edilir. Bu işlem Şekil 5.4 ' de gösterilen toplam 12 ölçüm noktası için ayrı ayrı tekrar edilir.

A ölçüm istasyonundaki duman gazlarının hız değerini bulmak için fark basınç değerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu sebeple, elimizde bir pitot tüpü bulunduğundan 26 numaralı pitot tüpü, 14 numaralı 0.1 mbar kapasitesindeki transmitter ve 13 numaralı fark basınç göstergesi,

6 numaralı noktada kullanılarak A ölçüm istasyonundaki fark basınç değerleri Şekil 5.4 ' de gösterilen toplam 12 noktada okunarak bulundu.

5.2.2 Su Eşanjörü Ölçüm İstasyonu

A ölçüm istasyonundan geçen duman gazları teknik resmi Ek III ' de gösterilen su eşanjörünün boruları içinden geçerek Şekil 5.1 'deki 24 numaralı noktadan eşanjöre giren suyu ısıtmaktadır.

Eşanjöre giren su debisini öğrenmek amacıyla Şekil 5.1 ' de gösterilen 15 numaralı rotametre kullanılır. Aynı zamanda rotametrenin verdiği debi değerini doğrulamak amacıyla eşanjör çıkışındaki su bir mezure kronometre tutularak dökülür ve burada okunan debi değeri ile eşanjör girişindeki debi değerinin uygunluğu kontrol edilir.

3 ve 4 numaralı ısı çift (termokupıl) ' a bağlanan veri kayıt edicisi veya sökülüp takılabilen 22 numaralı sıcaklık göstergesinin kullanılmasıyla eşanjör girişindeki ve çıkışındaki suyun sıcaklık değerleri elde edilir.

5.2.3 B Ölçüm İstasyonu

Enerjisinin bir bölümünü su eşanjöründen geçerken suya vermiş olan duman gazlarının sıcaklık değeri 2 numaralı ısı çift (termokupıl) 'a bağlanan veri kayıt edicisi veya sökülüp takılabilen 22 numaralı sıcaklık göstergesi vasıtasıyla elde edilir. Bu işlem Şekil 5.4 ' de gösterilen toplam 12 ölçüm noktası için ayrı ayrı tekrar edilir.

B ölçüm istasyonundaki duman gazlarının hız değerini bulmak için fark basınç değerinin bilinmesi gerekmektedir. 26 numaralı pitot tüpü, 14 numaralı 0.1 mbar kapasitesindeki transmitter ve 13 numaralı fark basınç göstergesi kullanılarak B ölçüm istasyonundaki fark basınç değerleri Şekil 5.4 ' de gösterilen toplam 12 noktada okunarak bulunur.

5.2.4 C Ölçüm İstasyonu

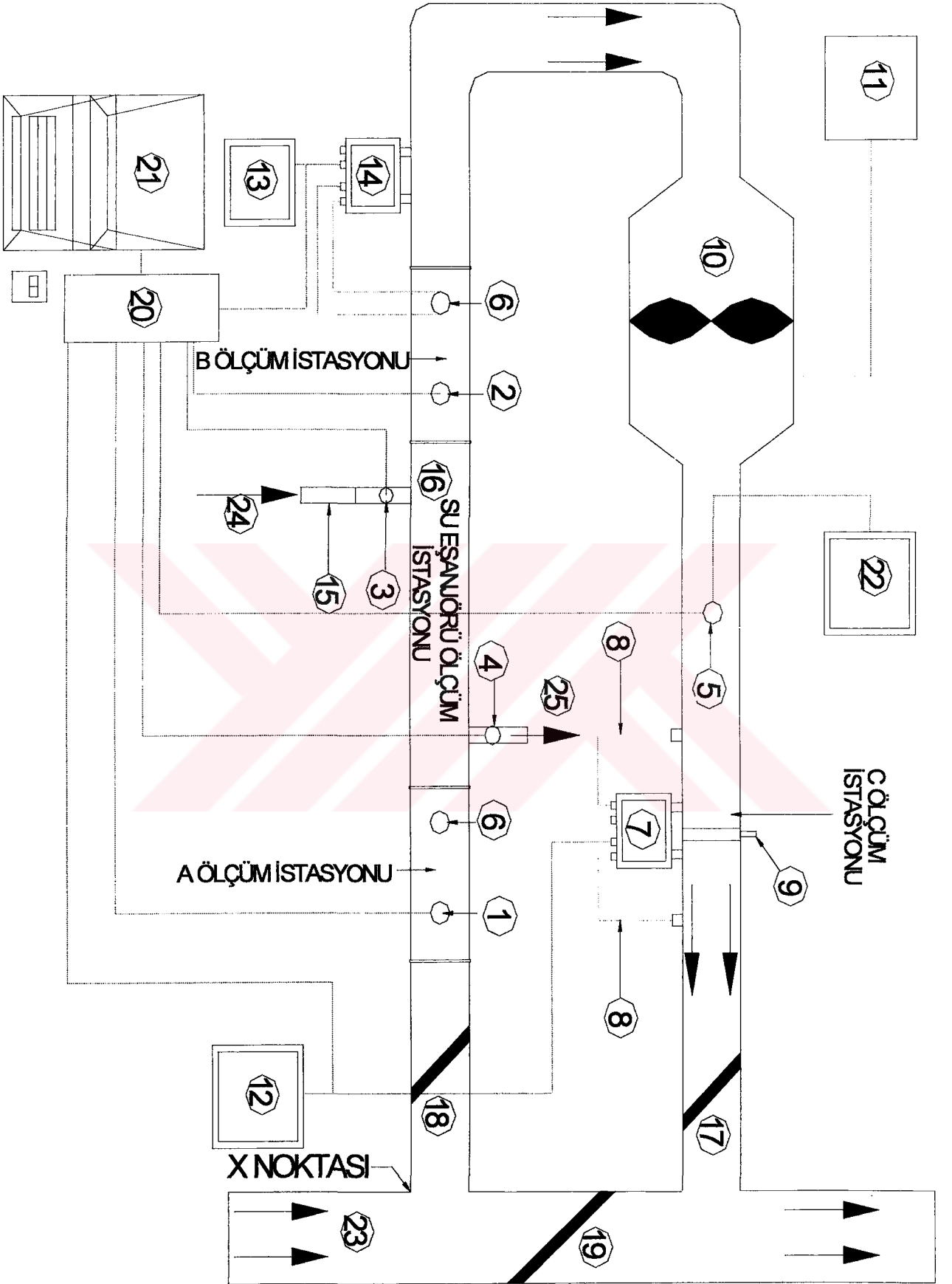
Sistemimiz içerisinde oluşabilecek basınç kayıpları, 200 ° C sıcaklığa yaklaşık olarak 2 saat kadar dayanabilen baca fanının kullanılmasıyla önlenmeye çalışılmıştır. Baca fanının frekans

değeri Şekil 5.1 ' de gösterilen 11 numaralı inverter yardımıyla ayarlanır. Inverter değerinin deęiŐtirilmesi sayesinde sistemimize giren baca gazının debi ayarında sağlanmış olur. Deney süresince inverterin frekans değeri 50 Hz olarak ayarlanmıŐtır.

Baca fanından geçen duman gazları Şekil 5.1 ' de gösterildiği gibi C lm istasyonuna gelmektedir ve burada 5 numaralı ısıl çift (termokupl) ile veri kayıt edicisi veya 22 numaralı sıcaklık göstergesinin kullanılmasıyla duman gazlarının sıcaklığı lmlemlenmektedir.

Duman gazının debi değerini bulmak amacıyla C lm istasyonunda Şekil 5.1 'de gösterilen 9 numaralı orifismetre kullanılmıştır. Bu sayede C lm istasyonunda bir basınç farkı yaratılmıŐtır. Bu basınç farkı değeri 7 numaralı 10 mbar kapasitesindeki transmitter ile 12 numaralı basınç göstergesinin veya 20 numaralı veri kayıt edicisinin kullanılmasıyla elde edilir.





Şekil 5.1 Atık ısı geri kazanım sistemi

Şekil 5.1'deki atık ısı geri kazanım düzeneği cihazları

1. Termokupıl probu (Omega ICIN-316G-24)
2. Termokupıl probu (Omega ICIN-316G-24)
3. Termokupıl probu (Omega ICIN-316G-18)
4. Termokupıl probu (Omega ICIN-316G-18)
5. Termokupıl probu (Omega ICIN-18G-24)
6. Pitot tüpü kullanım noktası
7. Fark Basınç Transmitteri (DPS 100, 0-10 mbar)
8. Hortum
9. Orifis levha
10. Fan (Fanline, Elta LCS040K2-A10/10)
11. Inverter (LG IS5)
12. Fark Basınç Göstergesi
13. Fark Basınç Göstergesi
14. Fark Basınç Transmitteri (DPS 100, 0-0.1 mbar)
15. Rotametre
16. Eşanjör (13 kW)
17. Klape
18. Klape
19. Klape
20. Veri işleme kartı (ADVANTECH PCL 818HG)
21. Bilgisayar (PIII ,128 SDRAM ,20 GB H
22. Sıcaklık Göstergesi
23. Baca
24. Su Girişi
25. Su Çıkışı
26. Pitot tüpü (Dwyer 160-24)

5.3 Sistemde Kullanılan Cihazlar

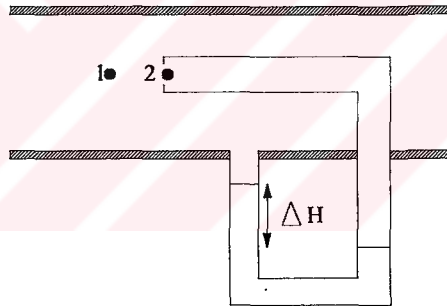
Deneyimizde bulunan veriler aşağıdaki cihazların kullanılmasıyla elde edilmiştir.

5.3.1 Isıl Çift (Termokupıl)

Isıl çift (termokupıl) lar sıcaklık ölçüm cihazlarıdır. Sistemde baca gazı girişi, çıkışı ile su giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçmek için) Omega ICIN-316G ve ICIN-18G Sıcaklık Probları ve J tipi termokupıl telleri kullanıldı (Şekil 5.1 'de 1, 2, 3, 4, 5).

5.3.2 Pitot tüpü

Pitot tüpü bir akışkan akımının herhangi bir noktasındaki lokal hızı ölçmek için kullanılır (Şekil 5.1 'de 26). Akış hattı üzerine bir ucu akışa karşı olacak şekilde monte edilir. Tüp girişinde akışkan kinetik enerjisini kaybeder (2.noktada $u_2=0$) (Şekil 5.2). Deneyde bir Dwyer 160-24 pitot tübü kullanılmıştır.



Şekil 5.2 Pitot tüpü

Sıkıştırılamaz akışkan için 1 ve 2 noktaları için Bernoulli denkleminde,

$$\frac{P_1}{\rho} + gz_1 + \frac{u_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + gz_2 + \frac{u_2^2}{2} \quad (5.1)$$

$$z_1 = z_2, u_2 = 0, u_1 = u$$

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{u^2}{2} = \frac{P_2}{\rho}$$

$$u = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (5.2)$$

Basınç farkı $(P_1 - P_2)$ manometre denkliğinden elde edilirse;

$$(P_1 - P_2) = (\rho - \rho_M)g.\Delta h$$

$$u = \sqrt{\frac{2(\rho_m - \rho)g.\Delta h}{\rho}} \quad (5.3)$$

5.3.3 Fan

Deneyde 200 °C' ye 2 saat dayanıklı bir duman eksoz fanı (Fanline, Elta LCS040K2-A10/10) kullanıldı. Bu fan yardımıyla kazan dan çıkan gazların çekişi arttırıldı (Şekil 5.1 'de 10).

5.3.4 Transmitter

Pitot tübü ve orifis metre basınçları DPS 100 Fark Basınç Transmitterleri (0-0.1 mbar ve 0-10 mbar ölçüm aralıklı) kullanılarak ölçüldü (Şekil 5.1 'de 7, 14). Bu transmitterlerde fark basıncı ölçüldüğü için kullanım alanları geniştir. Fark basınç ölçüm transmitterin yüksek basınç ve düşük basınç olarak iki girişi vardır. İçindeki diyafram tip sensör vasıtasıyla kollarına uygulanan iki basınç arasındaki farkı algılar.

5.3.5 Göstergeler

Göstergeler sistemimizde, transmitter'lerin ve ısı çift (termokupıl)'ların vermiş oldukları değerlerin okunması için kullanıldı (Şekil 5.1 'de 12, 13, 22).

5.3.6 Veri İşleme kartı

10 dijital, 5 analog olmak üzere 15 girişi bulunan veri işleme kartı (ADVANTECH PCL 818HG), sistemimizde ısı çift (termokupıl) ların ölçmüş olduğu sıcaklık değerleri ile transmitterlerin ölçmüş oldukları fark basınç değerlerini analogtan dijitale çevirmek için kullanıldı (Şekil 5.1 'de 20).

5.3.7 Bilgisayar

Sistemimizde veri işleme kartının verdiği dijital değerlerin işlenmesi ve kaydedilmesi için ISA çıkışlı PIII 450 işlemcili bir bilgisayar kullanıldı (Şekil 5.1 'de 21).

5.3.8 Termometre

Sıcaklık ölçme cihazı olan civalı termometreler ısı çift (termokupıl) ların kalibrasyonu için kullanıldı.

5.3.9 Mezur

Mezurleri, akışkan hacmini tespit etmek için kullanılan ölçekli bir cam bardak olarak tarif edebiliriz. Sistemimizde mezurler eşanjör çıkışındaki suyun debisini ölçmek için kronometre ile beraber kullanıldı.

5.3.10 Frekans Değiştirici (Inverter)

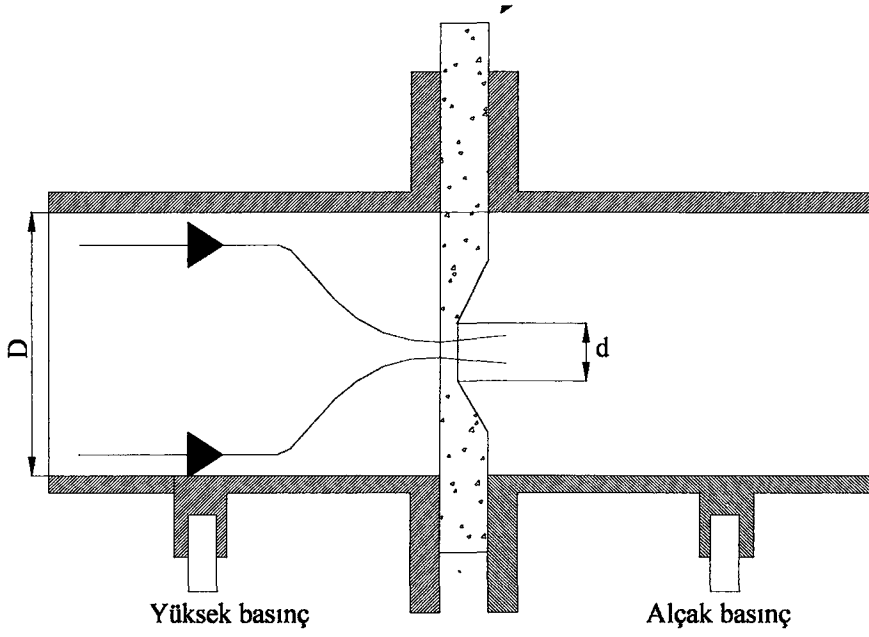
Inverter frekans ayarlayıcı bir cihazdır ve sistemimizde bulunan baca fanının frekansını ayarlamak için bir LG IS5 frekans değiştiricisi kullanılmıştır (Şekil 5.1 'de 11).

5.3.11 Kronometre

Sistemimizde kronometre, eşanjör çıkışındaki suyu mezure doldururken geçen zamanı ölçmek için kullanıldı.

5.3.12 Orifis metre

Sistemimizde basınç farkı yaratmak için kullanıldı (Şekil 5.1 'de 9). Paslanmaz çelikten imal edilmekte olup, yerleştirileceği boru çapına yakın boyutta dış çapı vardır ve iç çapı ise içinden geçen akışkanın fiziksel parametrelerine bağlı olarak fark basınç yaratacak şekilde, likitin yapısı, cinsi, sıcaklık ve basıncı dikkate alınarak hesaplanır.



Şekil 5.3 Orifis metre

Orifis plakasından geçen gaz bir basınç farkı yaratacaktır. Bu basınç farkını kullanarak denklem 5.4 'ten akışkanın debisini öğrenebiliriz.

$$m_G = \alpha A_o \sqrt{\frac{2\Delta P_o}{\rho(1-\beta^4)}} \quad (5.4)$$

Burada

$$\beta = \frac{d}{D} \quad (5.5)$$

$$A_o = \Pi \frac{d^2}{4} \quad (5.6)$$

$$\alpha = 0.6$$

şeklinde yazılabilir.

5.3.13 Rotametre

Rotametre akışkan debi değerini göstermektedir. Sistemde eşanjöre giren su debisini ölçmek için bir ASA P132700/001 rotametre kullanıldı.

5.3.14 Su Eşanjörü

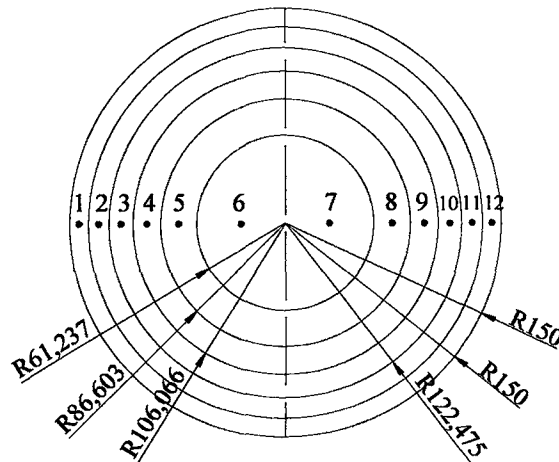
Eşanjörleri, Bölüm 3 ' te de işlendiği gibi ısı değıştiren cihazlar olarak tanımlayabiliriz. Sistemimizde sanayide en çok kullanılan gövde-borulu eşanjörü (Emel Kazan) kullanılmıştır. Kullandığımız eşanjörün teknik resmi Ek-3 'te verilmiştir

5.4 Deney Sonuçları

Deneyde kullanılan duman borularımızın iç çapı 300 mm. 'dir. Ölçüm yerlerini saptamak için 300 mm. çapındaki daire 6 eşit parçaya bölündü ve bu noktalarda ölçümler yapıldı (Şekil 5.4). Bu noktaların, boru iç yüzeyine olan uzaklıkları Çizelge 5.1 ' de verilmiştir.

Çizelge 5.1 Ölçüm noktalarının boru iç yüzeyinden olan uzaklıkları

Nokta	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Mesafe (mm)	6,5	20,3	35,7	53,7	76,1	119,4	180,6	223,9	246,3	264,3	279,7	293,5



Şekil 5.4 Ölçüm noktaları

5.4.1 A Ölçüm İstasyonu Sonuçları

A ölçüm istasyonunda elde edilen deneysel veriler Çizelge 5.2 ' de verilmiştir.

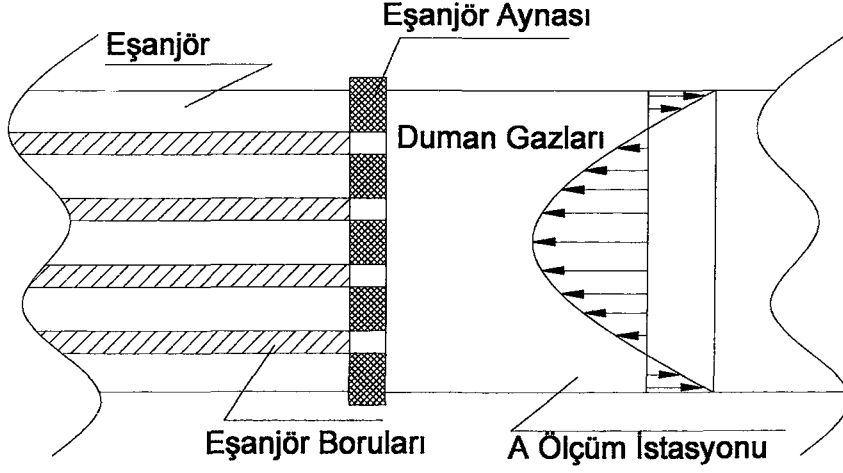
Çizelge 5.2 A Ölçüm İstasyonu Deney Sonuçları

Mesafe mm.	Basınç Farkı mbar	Sıcaklık oC
1	-0.001	66,9
2	0.001	69,2
3	0.002	69,6
4	0.022	70,9
5	0.03	71,5
6	0.035	71,9
7	0.032	71,8
8	0.028	71,3
9	0.003	70,6
10	0.002	69,1
11	0.001	68,7
12	-0.001	67,2

Çizelge 5.2 ' den de görüleceği üzere 1 ve 12 noktalarındaki negatif basınç farkı değerleri burada ters bir akımın olduğunun göstermektedir. Bu durumu aşağıda belirtilen 2 başlık altında toplayabiliriz.

- 1) Şekil 5.5 ' de görüleceği üzere A ölçüm istasyonundaki duman gazlarının bir bölümü eşanjör aynasının yaratmış olduğu basınçtan dolayı boru çeperine yakın bölümlerde bir ters akım yaratmaktadır. Sonuç olarak A ölçüm istasyonunda boru çeperine yakın noktalarda basınç farkı değerleri negatif bir sonuç vermektedir.
- 2) Şekil 5.1 ' de bacadan sistemimize giren duman gazları X noktasında bir akım ayrılmasına maruz kalıyor. Bu ayrılmalar nedeniyle borudaki akım 6 numaralı pitot tüpü ölçüm noktasına kadar kendini düzeltemiyor ve sonuçta hem A ölçüm istasyonunda ölçülen basınç farkı değerleri negatif bir değer göstermekte hem de Şekil

5.6 ve Şekil 5.7 deki sıcaklık ve hız dağılımı grafiklerinde görülen simetrik olmayan bir profilleri oluşmaktadır.



Şekil 5.5 A ölçüm istasyonundaki ters akım

A ölçüm istasyonundaki ortalama duman gazı sıcaklığı,

$T_{AGO} = (T_1 + T_2 + \dots + T_{12}) / 12$ formülünden ,

$$T_{AGO} = (66,9 + 69,2 + 69,6 + 70,9 + 71,5 + 71,9 + 71,8 + 71,3 + 70,6 + 69,1 + 68,7 + 67,2)$$

$T_{AGO} = 69,9$ °C olarak bulunur.

Ek-4 ' den $T_2 = 69,2$ °C için $\rho_1 = 1,02$ kg/m³ olarak bulunur.

2 noktasındaki duman gazının hızı Denklem 5.2 kullanılarak ,

$$u_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (0.1)}{1,02}} \Rightarrow u_2 = 0.443 \text{ olarak bulunur.}$$

Benzer işlemler diğer noktalar içinde yapılırsa Çizelge 5.3 ' deki değerler elde edilir.

Çizelge 5.3 A ölçüm istasyonundaki gazların hız dağılımı değerleri

Nokta	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Hız (m/s)	0.442 (*)	0.444	0.627	2.086	2.44	2.636	2.52	2.355	0.77	0.627	0.444	0.442 (*)

A ölçüm istasyonunda elde edilen sıcaklık ve hız dağılımı grafikleri Şekil 5.6 ve Şekil 5.7 'de görülmektedir.

Duman borusunun kesit alanı,

$$A = \frac{\Pi \cdot D^2}{4} = \frac{\Pi \cdot 0.3^2}{4} = 0,07065 \text{ m}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

Ortalama hız değeri (**),

$$u_{AGO} = (u_2 + u_3 + \dots + u_{11}) / 10 \text{ formülünden,}$$

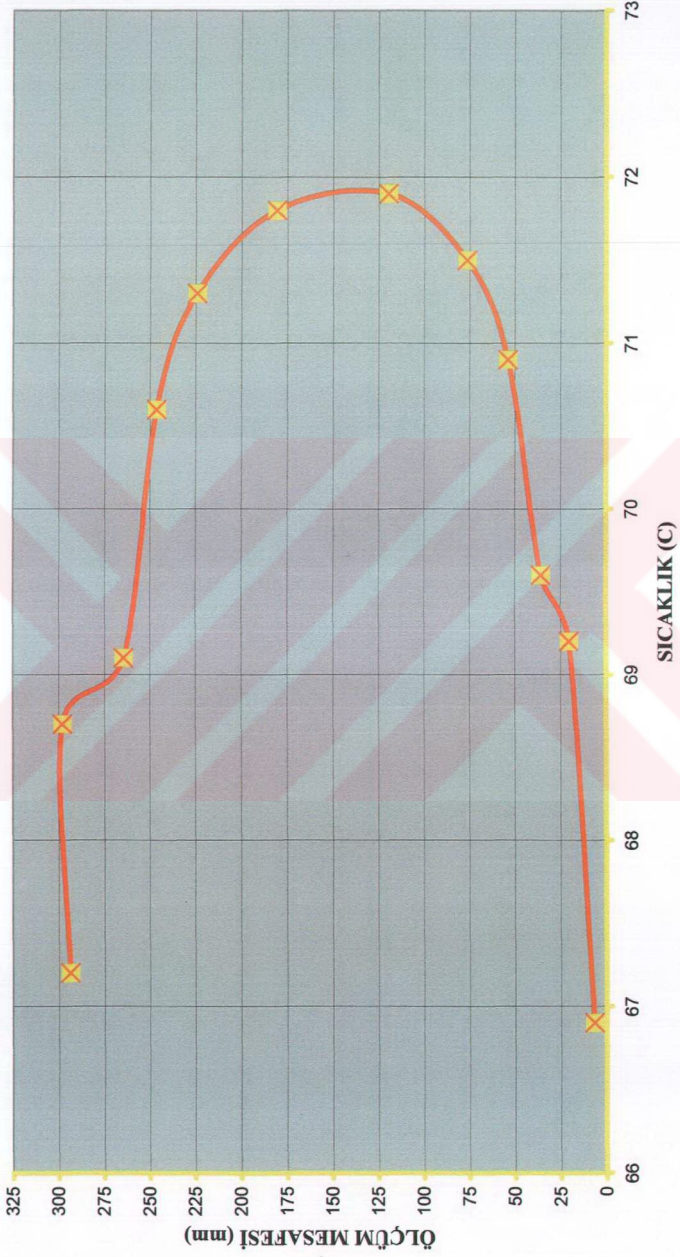
$$u_{AGO} = (0.444 + 0.627 + 2.086 + 2.44 + 2.636 + 2.52 + 2.355 + 0.77 + 0.627 + 0.444) / 12$$

$$u_{AGO} = 1,494 \text{ m/s olarak bulunur.}$$

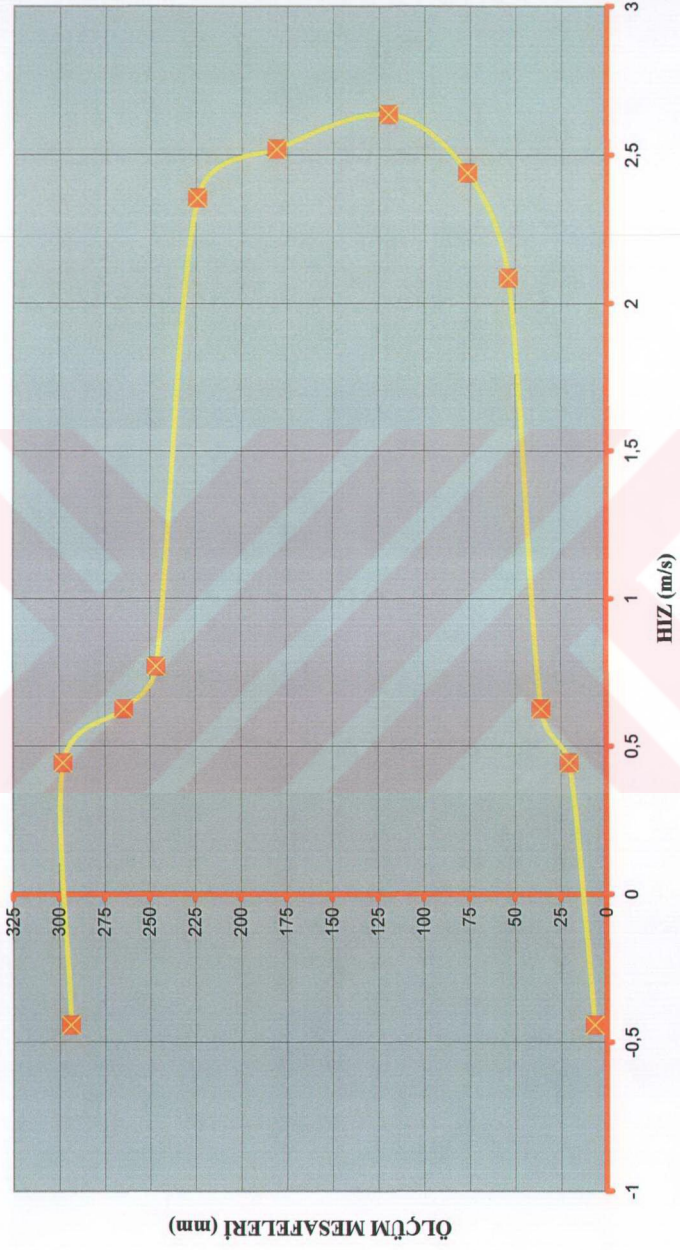
(*) Ters yönde bir akımı göstermektedir.

(**) A ölçüm istasyonundaki ölçümlerde, 1 ve 12 noktalarında ters akım olduğundan , hız ve sıcaklık ortalamaları alınırken hesaba katılmamıştır.

A ÖLÇÜM İSTASYONU SICAKLIK DAĞILIMI



A ÖLÇÜM İSTASYONU HIZ DAĞILIMI GRAFİĞİ



5.4.2 B Ölçüm İstasyonu Sonuçları

B ölçüm istasyonunda elde edilen deneysel sonuçlar Çizelge 5.4 ' te verilmiştir. B ölçüm istasyonundaki gazların ortalama sıcaklığı ,

$T_{BGO} = (T_1+T_2+\dots+T_{12})/12$ formülünden ,

$$T_{BGO} = (46,5+46,9+47,5+47,9++49,8+50+49,2+48,7+47,1+46,9+46,1+45,9)/12$$

$T_{BGO} = 47,7$ °C olarak bulunur.

Ek-4 ' den $T_1 = 46,5$ °C için $\rho_1 = 1,09$ kg/m³ olarak bulunur.

1 noktasındaki duman gazının hızı Denklem 5.2 kullanılarak ,

$$u_1 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_1}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (0,3)}{1,09}} \Rightarrow u_1 = 0.74 \text{ m/s olarak bulunur.}$$

Çizelge 5.4 B Ölçüm İstasyonu Deney Sonuçları

Nokta	Basınç Farkı mbar	Sıcaklık °C
1	0.003	46,5
2	0.004	46,9
3	0.006	47,5
4	0.009	47,9
5	0.014	49,8
6	0.021	50
7	0.025	49,2
8	0.013	48,7
9	0.005	47,1
10	0.004	46,9
11	0.003	46,1
12	0.002	45,9

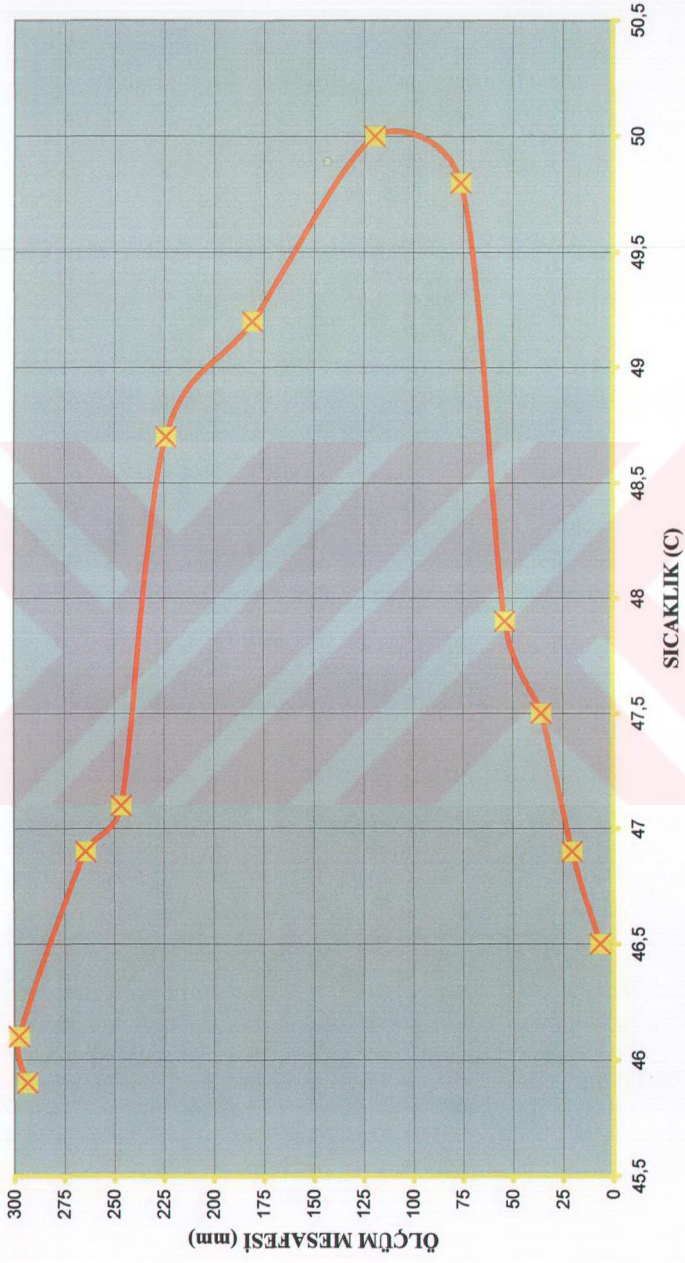
Benzer işlemler diğer noktalar içinde yapılırsa Çizelge 5.5 ' deki değerler elde edilir.

Çizelge 5.5 B Ölçüm İstasyonundaki Gazların Hız Dağılımı Değerleri

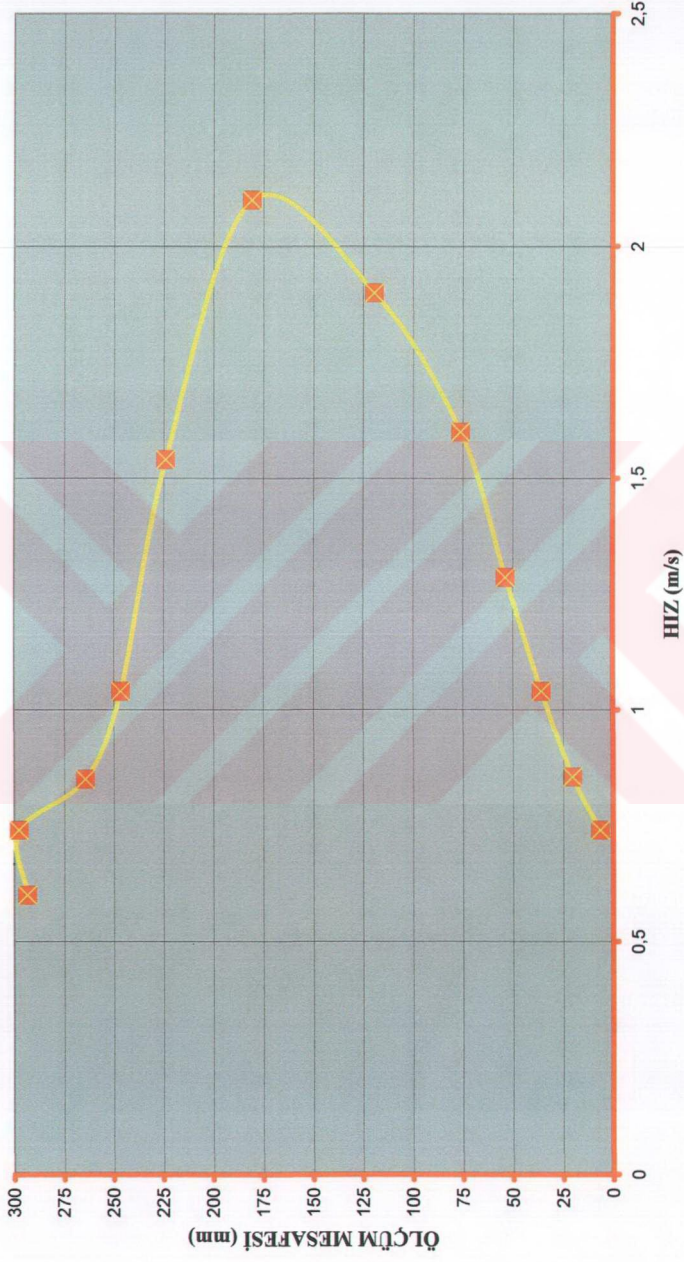
Nokta	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Hız (m/s)	0.74	0.855	1,04	1,286	1,6	1,90	2,1	1,54	1,04	0.85	0.74	0.6

B ölçüm istasyonunda elde edilen, gazların sıcaklık ve hız dağılımı grafiği Şekil 5.8 ve Şekil 5.9 'da gösterilmiştir. B ölçüm istasyonundaki sıcaklık ve hız grafikleri incelenirse A ölçüm istasyonundaki grafikler gibi simetrik olmayan bir akım profilini göstermektedir. Bu durumu A ölçüm istasyonunda oluşan akım ayrılmalarının bir sonucu olarak açıklayabiliriz.

B ÖLÇÜM İSTASYONU SICAKLIK DAĞILIMI



B BÖLÜM İSTASYONU HIZ DAĞILIMI GRAFIĞI



Ortalama hız değeri ,

$u_{BGO} = (u_1+u_2+\dots+u_{12})/12$ formülünden,

$$u_{BGO} = (0.74+0.855+1,04+1,286+1,60+1,90+2,1+1,54+1,04+0.85+0.74+0.6)/12$$

$u_{BGO} = 1,19\text{m/s}$ olarak bulunur.

Ek-4 ' den $T^{BGO} = 47,7\text{ }^\circ\text{C}$ için $\rho_{BGO} = 1,09\text{ kg/m}^3$ olarak bulunur.

Duman gazının debisi ,

$$\dot{m}_{BG} = \rho_{BGO} \cdot u_{BGO} \cdot A = 1,09 \cdot 1,19 \cdot 0,07065$$

$$\dot{m}_{BGO} = 0.0916\text{ kg/s} \approx 329\text{ kg/h veya}$$

$$\dot{m}_{BGO} = 0.084\text{ m}^3/\text{s} \approx 302\text{ m}^3/\text{h olarak bulunur.}$$

5.4.3 C Ölçüm İstasyonu Sonuçları

C ölçüm istasyonunda elde edilen deneysel veriler Çizelge 5.6' da detaylı olarak verilmiştir.

C ölçüm istasyonundaki gazların ortalama sıcaklığı,

$T_{CGO} = (T_1+T_2+\dots+T_{12})/12$ formülünden ,

$$T_{CGO} = (36,1+36,8+36,9+37,2++37,8+38+37,8+37,5+36,5+36,1+35,8+35,2)$$

$T_{CGO} = 36,8\text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

Ek-4 ' den $T_{CGO} = 36,8\text{ }^\circ\text{C}$ için $\rho_{CGO} = 1,13\text{ kg/m}^3$ olarak bulunur.

Not: Kullandığımız orifismetrenin iç çapı 100 mm.'dir.

Çizelge 5.6 C Ölçüm İstasyonu Deney Sonuçları

Mesafe mm.	Sıcaklık °C
1	36,1
2	36,8
3	36,9
4	37,2
5	37,8
6	38
7	37,8
8	37,5
9	36,5
10	36,1
11	35,8
12	35,2

Orifisin her iki tarafında oluşan fark basıncı 7 no. 'lu transmitterler yardımıyla ölçüldü.

$$\Delta P_{CGO} = 1,1 \text{ mbar} = 110 \text{ N/m}^2$$

Denklem 5.4 'ü kullanarak buradan atık gazın debisi tespit edildi.

$$\beta = \frac{d}{D} = \frac{100}{300} = \frac{1}{3}$$

$$A_o = \Pi \cdot \frac{d^2}{4} = \Pi \cdot \frac{(0.1)^2}{4} = 7,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\dot{m}_{CGO} = \alpha A_o \sqrt{\frac{2\Delta P_{CGO}}{\rho_{CGO} \cdot (1 - \beta^4)}} = 0,679 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{2.110}{1,13 \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{3}\right)^4\right)}}$$

$$\dot{m}_{CGO} = 0,0666 \text{ m}^3/\text{s} \approx 240 \text{ m}^3/\text{h} \text{ veya}$$

$\dot{m}_{CGO} = 0,0666 \text{ kg/s} \approx 271 \text{ kg/h}$ olarak bulunur.

5.4.4 Su Eşanjörü Ölçüm İstasyonu Sonuçları

Çizelge 5.7 Su Eşanjörü Ölçüm İstasyonu Sonuçları

Sıcaklık	°C
Giriş	13
Çıkış	24

Eşanjör girişindeki rotometreden $\dot{m}_{SUG} = 7,77 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ değeri okunur.

Eşanjör çıkışındaki su mezure döktüldü ve 40 s.'de mezurde 320 ml. birikti. Bu durumda suyun debisi ,

$$\dot{m}_{SUC} = \frac{0,32 \cdot 10^{-3}}{40} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \approx 0,0288 \text{ m}^3/\text{h}$$

veya

$\dot{m}_{SUC} = 7,9 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} \approx 28,7 \text{ kg/h}$ olarak bulunur.

Burada, $\dot{m}_{SUG} \approx \dot{m}_{SUC} \approx 7,9 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$ olarak alınabilir.

Suyun ortalama sıcaklığı $T_{SU} = (T_1 + T_2)/2$ formülünden,

$$T_{SUO} = (13 + 24) / 2 \Rightarrow$$

$T_{SUO} = 18,5 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

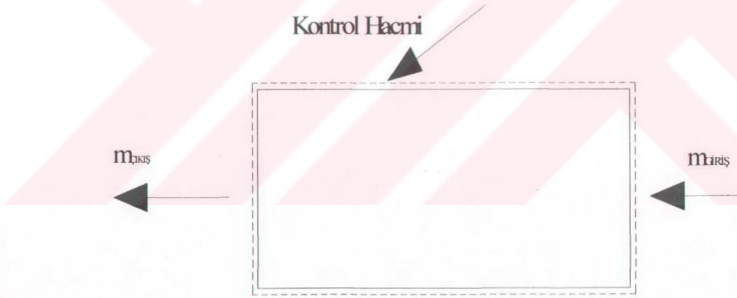
5.5 Sistemin Çözümü

Sistemimizi Sürekli akışlı açık sistem olarak düşünebiliriz.

5.5.1 Sistemdeki Kütlenin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemleri çözümlerken, bir zaman süresince sisteme giren veya çıkan kütlelerden çok, birim zamanda akan kütle veya kütle debisi \dot{m} önem kazanır. Birçok girişi ve çıkışı olan genel bir sürekli akışlı sistem için, kütlenin korunumu ilkesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} \text{Birim} \\ \text{zamanda} \\ \text{giren} \\ \text{kütle} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Birim} \\ \text{zamanda} \\ \text{çıkma} \\ \text{kütle} \end{bmatrix}$$



Şekil 5.10 Kütle korunumu

$$\sum \dot{m}_{AGI} = \sum \dot{m}_{BGI} = \sum \dot{m}_{CGI} \quad (5.7)$$

Bir kesitten geçen kütle akısı (debi) ve enerji akısı şöyle yazılabilir.

$$Debi = \int (YOGUNLUK.HIZ.dA)$$

Kesitteki 6 eşit alanlı bölgelerde yapılan ölçümlerin aritmetik ortalaması yukarıdaki integralin kolay hesaplanmasını sağlar. Hız profillerinin incelenmesinden görüleceği gibi kesit içindeki sıcaklık değişimi ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Bu nedenle integraldeki yoğunluk terimi ortalama değer olarak integral dışına çıkarılabilir. Kesitteki ortalama hız;

$$u_{ort} = \int \left(\frac{u \cdot dA}{A} \right) \text{ olarak tanımlanırsa ,}$$

Debi = Ortalama yoğunluk x Ortalama hız x Alan olarak yazılabilir.

A ölçüm istasyonunda oluşan ters akım sebebiyle kütle korunumu hesabında, B ve C ölçüm istasyonlarındaki debi değerleri dikkate alınmıştır.

Bölüm 5.4.1, 5.4.2 ve 5.4.3 ' den bulunan kütleli debiler Çizelge 5.8 ' de gösterilmiştir.

Çizelge 5.8 Debi Değerleri

Ölçüm İstasyonu	B	C
Kütleli Debiler kg/h	329	271

Çizelge 5.8' den görüleceği üzere B ve C ölçüm istasyonlarının arasında yaklaşık % 20 lik bir debi farkı var. Aradaki bu farkı, sistemdeki cihazların montajından kaynaklanan debi kayıpları ile veya yapılan ölçümlerin tam hassas okunmaması olarak izah edebiliriz.

Ortalama debi değerini ise B ve C ölçüm istasyonlarında elde ettiğimiz debi değerlerinin ortalaması olarak alabiliriz.

$$m_{GORT} = \frac{m_{BGO} + m_{CGO}}{2}$$

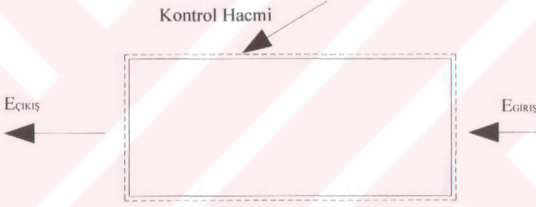
$$m_{GORT} = \frac{329 + 271}{2}$$

$$\dot{m}_{GORT} = 300 \text{ kg/h}$$

5.5.2 Sistemdeki Enerjinin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması zorunludur.

$$\begin{bmatrix} \text{Birim} \\ \text{zamanda} \\ \text{giren} \\ \text{enerji} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Birim} \\ \text{zamanda} \\ \text{çıkta} \\ \text{enerji} \end{bmatrix}$$



Şekil 5.11 Enerji korunumu

$$\dot{Q} - \dot{W} = E_{AGO} - E_{BGO} + E_{SUG} - E_{SUC} \quad (5.9)$$

Bir kesitten geçen enerji akışı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$ENERJIAKISI = \iint (\text{YOGUNLUK} \cdot \text{ÖZGÜLİSİ} \cdot \text{HIZ} \cdot \text{SICAKLIK} \cdot dA)$$

Kesitteki 6 eşit alanlı bölgelerde yapılan ölçümlerin aritmetik ortalaması yukarıdaki integralin kolay hesaplanmasını sağlar. Hız profillerinin incelenmesinden görüleceği gibi kesit içindeki sıcaklık değişimi ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Bu nedenle integraldeki sıcaklık ve yoğunluk terimleri ortalama değerler olarak integral dışına çıkarılabilir. Kesitteki ortalama hız;

$$u_{ort} = \iint \left(\frac{u \cdot dA}{A} \right) \text{ olarak tanımlanırsa ,}$$

Enerji akısı = Ort. yoğunluk x Sabit basınçta özgül ısı x Ort. hız x Ort. Sıcaklık x Alan olarak yazılabilir.

$$\dot{E}_{AGO} = \dot{m}_{GORT} \cdot C_{PAGO} \cdot T_{AGO} \quad (5.10)$$

$$\dot{E}_{BGO} = \dot{m}_{GORT} \cdot C_{PBGO} \cdot T_{BGO} \quad (5.11)$$

$$\dot{E}_{SUG} = \dot{m}_{SORT} \cdot C_{PSGO} \cdot T_{SGO} \quad (5.12)$$

$$\dot{E}_{SUC} = \dot{m}_{SORT} \cdot C_{PSCO} \cdot T_{SCO} \quad (5.13)$$

Denklem 5.10 kullanılarak,

$$\dot{E}_{AGO} = 0.0833.1 \cdot 342,9$$

$$\dot{E}_{AGO} \cong 28,6 \text{ kW olarak bulunur.}$$

Denklem 5.11 kullanılarak,

$$\dot{E}_{BGO} = 0.0833.1 \cdot 320,7$$

$$\dot{E}_{BGO} \cong 26,7 \text{ kW olarak bulunur.}$$

Denklem 5.12 kullanılarak,

$$\dot{E}_{SUG} = (7,9 \cdot 10^{-3}) \cdot 4,189.286$$

$\dot{E}_{SUG} = 9,46$ kW olarak bulunur.

Denklem 5.13 kullanılarak,

$$\dot{E}_{SUC} = (7,9 \cdot 10^{-3}) \cdot 4,18 \cdot 297$$

$\dot{E}_{SUC} = 9,81$ kW olarak bulunur.

Denklem 5.9'daki enerjinin korunumu denkleminde eşanjörde bir iş yapılmadığından $\dot{W} = 0$ alınır.

$$\dot{Q} - 0 = 28,6 - 26,7 + 9,46 - 9,81$$

$$\dot{Q} = 1,55 \text{ kW.}$$

Elde edilen 1,55 kW 'lık değer, kayıp edilen yani akışkanlar tarafından çevreye (laboratuvara ve eşanjörlerin ısı kapasitesine) verilen ısı enerjidir.

5.5.3 Sistemin Verimi

Bir sistemin verimi , sistemin kazandığı enerjinin sisteme giren enerjiye bölümüyle bulunur.

Bizim sistemimizde ise verim aşağıdaki gibi,

$$\eta = \frac{\dot{E}_{SUC} - \dot{E}_{SUG}}{\dot{E}_{BGO} - \dot{E}_{AGO}} \quad (5.14)$$

yazılabilir.

$$\eta = \frac{9,81 - 9,46}{28,6 - 26,7} \rightarrow \eta = \%18,4 \text{ değeri elde edilir.}$$

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Elde edilen deney sonuçlarına göre kurmuş olduğumuz “ Atık ısı geri kazanım “ sistemimizin verim değeri %18,4 olarak bulunmuştur.

Verimin değerinin istenilen seviyede çıkmasının sebeplerini aşağıdaki gibi sıralayabiliriz.

1. Duman gazının kazandan 200°C ' de çıkmasına karşın sistemimize 75°C seviyesinde gelmesi, duman gazının sistemimiz içinde yoğunlaşmasına sebep olmaktadır. Yoğuşma nedeniyle oluşan iki fazlı akış sistemimizde basınç düşümüne dolayısıyla verimin de düşmesine sebep olmaktadır.
2. Sistemin izole edilmesine karşın çevreye önemli miktarda ısı vermesi sistemin verimini azaltmaktadır.
3. Deneyler sırasında eşanjöre yeterli miktarda blöf yapılmaması sebebiyle, eşanjör içerisinde az miktarda olsa kireç tortusu oluşma ihtimali sistemimizin veriminin düşmesinin diğer sebebidir.

Sistemimizin verimini arttırmak için ,

1. Malzeme seçerken korozyif, sıcaklık, basınç, asitli veya bazik ortamlara dayanıklı olmasının yanı sıra ısı iletkenliğinin de yüksek olmasına dikkat edilmelidir. Bu sayede verimi artacaktır.
2. Gövde borulu eşanjörler imal edilirken akışkanların eşanjör içindeki hızını düşürüp, akışkanların birbirleriyle daha fazla zaman ısı alışverişinde bulunmaları verimi arttırıcı faktörlerden biridir.
3. Eşanjör deki ısıtma yüzeyi alanını arttırmak sistemin verimini arttıracaktır. Bu sebeple borular etrafına tıkanmalara sebep olmayacak şekilde kanatların yerleştirilmesi verimi arttıracak diğer önemli bir faktördür.

4. Sistemin dışarıya ısı geçişini önlemek amacıyla izole edilmesi de sistemin verimini arttırıcı diğer bir faktördür.
5. Eşanjöre belli zaman aralıklarla blöf yapmak tortu oluşumunu önleyecek dolayısıyla sistemin veriminin artmasına sebep olacaktır.

Enerji geri kazanımı sayesinde,

1. Türkiye dışından satın alınacak olan enerji miktarının azalması bu sayede ülke ekonomisine katkı sağlanması,
2. Bu tür sistemlerin kurulması yeni iş sahaları açılması,
3. Çevre kirliliği azalması,

sağlanacaktır.

KAYNAKLAR

Bach, H. ve Schlapmann, D. , (1993) , “Isıtma Sistemlerinde Enerji Tasarrufu İçin Atık Isı Kullanılması” (Çev., Sunaç, B.), Tesizat Mühendisliği Dergisi, Aralık : 34-37 .

Diamant R. , Industrial Energy Efficiency , (1982), “Plate and Spiral Flow Heat Exchangers” , The Heating and Air Conditioning Journal , November.

Güngör A. , Özbalta , N. , (1993) , “Bazı Isı Değiştiricilerle Geri Kazanım Sistemleri” , Tesizat Mühendisliği Dergisi, Aralık : 21-27 .

Incropera, F.P. ve DeWitt, D.P. , (2001) , Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri , Literatür Yayıncılık , İstanbul.

Reay D.A. , (1979) , Industrial Energy Conservation , Permagon Pres , New York.

W.M. Kays, A.L. , (1984) , Compact Heat Exchangers, 3 .Edition , Mc Graw – Hill , New York.

Yılmaz, T. , (1993) , “Konveksiyonla Isı Transferinde Teori ve Uygulama” , Ç.Ü. Müh. Mim. Fak. , Yayın No: 19 , Adana.

EKLER

EK-I	Deney Düzenegi Fotoğrafi
EK-II	Deney Düzenegi Fotoğrafi
EK-III	Su Eşanjörü Teknik Resmi
EK-IV	Havanın Termodinamiksel Özellikleri
EK-V	Doymuş Suyun Termodinamiksel Özellikleri
EK-VI	Dizelin Yanması Sonucu Ortaya Çıkan Özgül Isının Tespiti

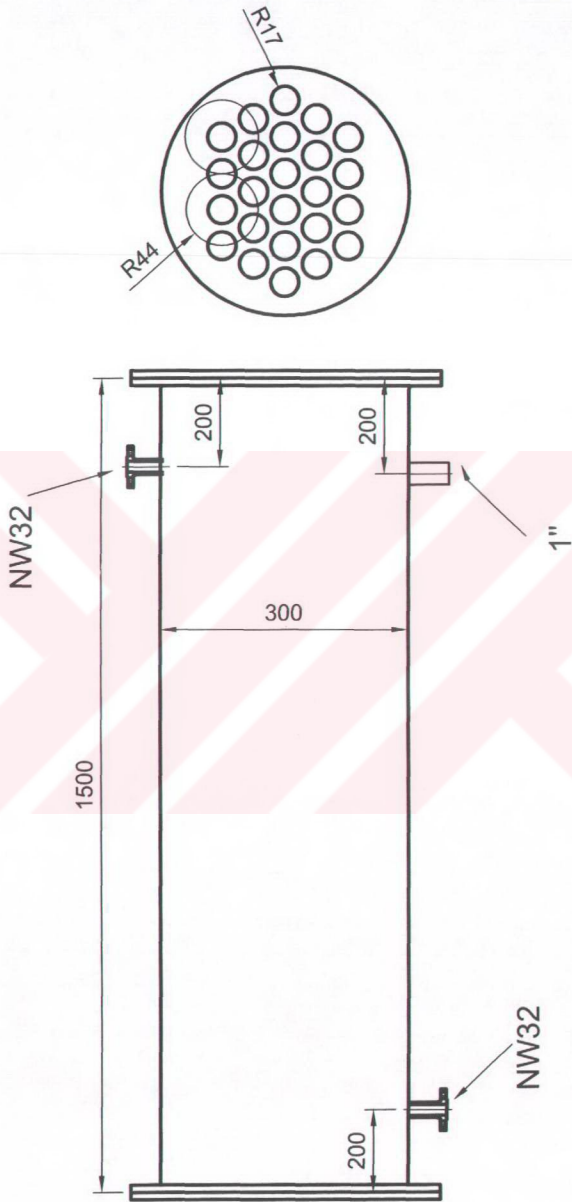
EK I - DENEY DÜZENİĞİ FOTOĞRAFI



EKI-DENEY DÜZENİĞİ FOTOGRAFİ



III SU EŞANJÖRÜ TEKNİK RESMİ



EK-IV Atmosfer Basıncında Havanın Termofiziksel Özellikleri

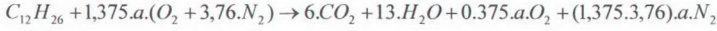
Sıcaklık (K)	$a \cdot 10^6$ m^2/s	Yoğunluk (kg/m^3)	Özgül ısı ($kJ/kg \cdot K$)	Viskozite. 10^7 ($N \cdot s/m^2$)	Isı İletim Kat. 10^3 W/m.K	Prandtl
100	2,54	3,55	1,03	71,1	9,34	0,786
150	5,84	2,33	1,01	103,4	13,8	0,758
200	10,30	1,74	1	132,5	18,1	0,737
250	15,90	1,39	1	159,6	22,3	0,72
300	22,50	1,16	1	184,6	26,3	0,707
350	29,90	0,99	1	208,2	30	0,7
400	38,30	0,87	1,01	230,1	33,8	0,69
450	47,20	0,77	1,02	250,7	37,3	0,686
500	56,70	0,07	1,03	270,1	40,7	0,684
550	66,70	0,63	1,04	288,4	43,9	0,683
600	76,90	0,58	1,05	305,8	46,9	0,685
650	87,30	0,53	1,06	322,5	49,7	0,69
700	98,00	0,49	1,07	338,8	52,4	0,695
750	109,00	0,46	1,08	354,6	54,9	0,702
800	120,00	0,43	1,1	369,8	57,3	0,709
850	131,00	0,41	1,11	384,3	59,6	0,716
900	143,00	0,38	1,12	398,1	62	0,72
950	155,00	0,36	1,13	411,3	64,3	0,723
1000	168,00	0,34	1,14	424,4	66,7	0,726

EK-V Doymuş Suyun Termofiziksel Özellikleri

Sıcaklık (K)	Basınçx1000 (bar)	Yoğunluk (kg/m3)	Özgül ısı (kj/kg.K)	Viskozite (N.s/m2)	Isı İletim Kat.x1000 W/m.K	Prandtl
273,15	6,11	1000,00	4,217	1750	569	8
275	6,97	1000,00	4,211	1652	574	12,22
280	9,90	1000,00	4,198	1422	582	10,26
285	1,39	1000,00	4,189	1225	590	8,81
290	1,92	999,00	4,184	1080	598	7,56
295	2,62	998,00	4,181	959	606	6,62
300	3,53	997,01	4,179	855	613	5,83
305	4,71	995,02	4,178	769	620	5,2
310	6,22	993,05	4,178	685	628	4,62
315	8,13	991,08	4,179	631	634	4,16
320	1,05	989,12	4,18	577	640	3,77
325	1,35	987,17	4,182	528	645	3,42
330	1,72	984,25	4,184	489	650	3,15
335	2,17	982,32	4,186	453	656	2,88
340	2,71	979,43	4,188	420	660	2,66
345	3,37	976,56	4,191	389	688	2,45
350	4,16	973,71	4,195	365	668	2,29

EK-VI Dizelin Yanması Sonucu Özgül Isı Değerinin Saptanması

Yakıtımız % 37,5 fazla hava ile yanmaktadır.



$$1,375.a.2 = 6.2 + 13.1 + 0.375.a.2$$

$a = 12,5$ olarak bulunur. Kimyasal formülümüzde yerine konursa;



Kimyasal formülümüzde çıkışta toplam mol değerimiz

$$n_{top} = 6+13+4,6875+64,625$$

$$n_{top} = 88,3125 \text{ olarak bulunur.}$$

Molar oranlar ise;

$$y_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{top}} = \frac{6}{88,3125} \rightarrow y_{CO_2} = 0,068 \text{ olarak bulunur. Benzer işlemler yapılırsa ;}$$

$$y_{O_2} = 0,053$$

$$y_{H_2O} = 0,147$$

$$y_{N_2} = 0,732 \text{ olarak bulunur.}$$

$$c_{p,CO_2} = 0,846 \text{ kJ/kg.K}$$

$$c_{p,O_2} = 0,922 \text{ kJ/kg.K}$$

$$c_{p,H_2O} = 1,87 \text{ kJ/kg.K}$$

$$c_{p,N_2} = 1,042 \text{ kJ/kg.K}$$

$$c_{p,CO_2} = \sum_i y_i \cdot c_{p,i}$$

$$c_{p,CO_2} = 0,846.44 = 37,22 \text{ kJ/kg.K olarak bulunur. Benzer işlemler diğerleri için yapılırsa}$$

$$\overline{c_{p,H_2O}} = 33,66 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\overline{c_{p,H_2O}} = 29,5 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\overline{c_{p,H_2O}} = 29,17 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\overline{m} = \sum y_{n,i} \cdot m_i \text{ formülü kullanılarak,}$$

$$\overline{m} = 0.068.44 + 0.147.18 + 0.053.32 + 0.732.28$$

$$\overline{m} = 27,83 \text{ kg/kmol}$$

$$\overline{c_p} = \frac{c_p}{\overline{m}} \text{ formülü kullanılarak,}$$

$$\overline{c_p} = \frac{30,39492}{27,83} = 1,09 \text{ kJ/kg.K olarak bulunur.}$$

Bu değer $(c_p)_{hava} = 1 \text{ kJ/kg.K}$ değerine çok yakın olduğundan çalışmamızdaki duman gazının spesifik özellikleri hava olarak kabul edilmiştir.

ÖZ GEÇMİŞ

Doğu tarihi	06.04.1979	
Doğum yeri	Rize	
Lise	1993-1996	
Lisans	1997-2001	İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2002-2005	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı
Çalıştığı Kurumlar	2004-Devam Ediyor	Emel Kazan ve Mak. San. Ltd. Şti