

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

139625

BUHAR JENERATÖRLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Makine Müh. Alp AĞIRBAŞ

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan

139625

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Alp

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Eyüp AKARYILDIZ

Eyüp Akaryıldız

Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR

Doç. Dr. Mesut ÖZGÜRLER

Doğan Özgür
Mesut Özgürlük

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

İSTANBUL, 2003

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	i
KISALTIMA LİSTESİ.....	iii
ŞEKİL LİSTESİ	iv
ÇİZELGE LİSTESİ	v
ÖNSÖZ	vi
ÖZET	vii
ABSTRACT	viii
1 GİRİŞ	1
2 ENDÜSTRİDE BUHAR KULLANIMI	3
2.1 Buhar Kazanları.....	4
2.2 Buhar Kazanları Tehlike Grupları	4
2.3 Bir Buhar Üreticisi Seçiminde Göz Önünde Bulundurulacak Kriterler	6
2.3.1 Yakıt Tüketimine Etki Eden Faktörler.....	6
2.3.1.1 Kazan Verimi	6
2.3.1.2 Proses Buhar İhtiyacında Yük Dalgalanmaları	7
2.3.1.3 Kazan Blöf Debisi	9
3 BUHAR JENERATÖRLERİ	12
3.1 Buhar Jeneratörleri Çeşitleri.....	13
3.1.1 Spiral Su Borulu Küçük Su Hacimli Buhar Üreticileri	13
3.1.2 Dik Su Borulu Küçük Su Hacimli Buhar Üreticileri.....	14
3.1.3 Sirkülasyon Tipi Küçük Su Hacimli Buhar Üreticileri.....	14
3.2 İşletim Faktörleri	16
3.2.1 Besi Suyu Kalitesi	16
3.2.2 Buhar Kuruluk Derecesi	16
3.2.3 Hızlı Buhar Üretimi	16
3.2.4 Yerleşim Alanı	17
3.2.5 Güvenlik Unsuru	17
3.3 Dizayn Faktörleri.....	18
4 BUHAR JENERATÖRLERİ İLE SKOÇ TİPİ BUHAR KAZANLARININ EKONOMİK YÖNDEN MUKAYESESİNE AİT NÜMERİK UYGULAMA ...	19
4.1 İşletim Giderleri.....	19
4.1.1 Yanma Yakıt Tüketimi	19
4.1.2 Su Hacmi Soğuma Kayıpları.....	20

4.1.3	Blöf Kayıpları.....	21
4.2	Toplam İşletim Giderleri Farkı.....	22
4.3	Toplam İlk Yatırım Giderleri Farkı	22
4.4	Geri Ödeme Zamanı	22
4.5	Ekonomiklik Derecesi.....	23
5	10 BAR 1000 KG/H ÇALIŞMA ŞARTLARINDAKİ BİR BUHAR JENERATÖRÜNÜN BOYUTLANDIRILMASI	25
5.1	Yanma	25
5.1.1	Yakıtın Isıl Değerinin Hesabı.....	26
5.1.2	Yanma Havası Miktarının Bulunması	26
5.1.3	Yanma Ürünleri Miktarının Bulunması	26
5.1.4	Duman Gazlarının Entalpi-Sıcaklık Grafiği.....	27
5.2	Kazan Veriminin Tayini	28
5.3	Ocak Boyutlandırması	29
5.4	Taşınım Yüzeylerinin Boyutlandırması	30
5.5	Ocak Sıcaklığının Kontrolü.....	39
5.6	Ocak Yükünün Kontrolü.....	40
5.7	Su Tarafı Basınç Kayıplarının Hesabı	40
5.8	Gaz Tarafı Yük Kayıplarının Hesabı	43
5.9	Üretim Maliyetinin Hesaplanması.....	48
6	SONUÇLAR	50
	KAYNAKLAR.....	51
	EKLER.....	52
Ek 1	Kısmi Gazların Entalpileri.....	53
Ek 2	Duman Gazının Entalpi-Sıcaklık Grafiği.....	54
Ek 3	Gaz ve Sıvı Yakacaklı Ocak Boyutları.....	55
Ek 4	CO ₂ Gazının Işınım Akısı.....	56
Ek 5	H ₂ O Gazının Işınım Akısı.....	57
Ek 6	N ₂ Gazının Atmosferik Basınçta Isıl Özellikleri.....	58
Ek 7	Ocak Sıcaklığının Kontrolü.....	59
Ek 8	Doymuş Su-Buhar Tablosu.....	60
Ek 9	Boru Demetine Dik Akışın Yerel Kayıp Katsayısı.....	61
Ek 10	10 Bar 1000 Kg/h Buhar Kapasiteli Buhar Jeneratörünün Şematik Boyutlandırması.....	62
	ÖZGEÇMİŞ.....	63

SİMGE LİSTESİ

A	Duman gazının temas ettiği yüzey	m ²
A _r	Radyasyon yüzey alanı	m ²
B	İstenen kazan suyu TDS değeri	ppm
B _h	Yakıt miktarı	Nm ³ /h
D	Çap	m
F	Kazan yükleme oranı	-
F ₁₀ ²	İki faz basınç düşümü çarpanı	-
G	Yıllık maliyet farkı	€
H _L	Yerel basınç kaybı	m
H _u	Alt ısı değer	Kcal/Nm ³
İ	Duman gazı entalpisi	Kcal/Nm ³
K	Toplam ısı transfer katsayısı	Kcal/hm ² °C
L	Uzunluk	m
L _e	Eşdeğer tabaka kalınlığı	m
L	Yanma havası miktarı	Nm ³ /Nm ³ Y
N _u	Nusselt sayısı	-
P	Basınç	bar
P _r	Prandtl sayısı	-
Re	Reynolds sayısı	-
Q	Isıl güç	Kcal/h
Q _r	Radyasyon ısı transfer miktarı	Kcal/h
S	Duman gazının geçtiği kesit alanı	m ²
St	Stanton sayısı	-
T	Sıcaklık	°C veya K
T _u	Dış hava sıcaklığı	°C
T _m	Ortalama gaz sıcaklığı	°C veya K
T _g	Geri ödeme zamanı	yıl
U	Besi suyu TDS değeri	ppm
V _g	Duman gazı miktarı	Nm ³ /Nm ³ Y
V' _g	Duman gazı debisi	Nm ³ /s
X _{tt}	Martinelli parametresi	-
Z _b	Baca kaybı	-
Z _e	Eksik yanma kaybı	-
Z _y	Yanmamış yakıt kaybı	-
Z _w	Sıcak cidar kaybı	-
z	Kirlilik katsayısı	-
c	Radyasyon sabiti	Kcal/m ² hK ⁴
c _p	Sabit basınçta özgül ısı	J/kg°C
d _d	Boru dış çapı	m
d _i	Boru iç çapı	m
d _e	Etkin çap	m
f	Yıllık faiz	%
f _c	Helisel borularda sürtünme katsayısı	-
g	Yerçekimi ivmesi	m/s ²
h	Entalpi	Kcal/kg
h _k	Konveksiyon ısı transfer katsayısı	Kcal/m ² h°C
h _r	Radyasyon ısı transfer katsayısı	Kcal/m ² h°C
m	Buhar üretim miktarı	kg/h
n	Boru sarım sayısı	adet

p	Islak çevre	m
q	Gaz ışımasını akısı	Kcal/m ² h
x	Kuruluk derecesi	-
v	Hız	m/s
α	Boru içi konveksiyon ısı transfer katsayısı	Kcal/m ² h°C
ΔI	Duman gazındaki entalpi düşümü	Kcal/Nm ³
ΔP	Basınç kaybı	Pa
ΔQ	Isıl güç farkı	Kcal/h
ΔT	Aritmetik sıcaklık farkı	°C veya °K
ΔT_m	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı	°C
ξ	Yerel kayıp katsayısı	-
η	Kazan verimi	-
λ	Kondüksiyon ısı transfer katsayısı	Kcal/mh°C
μ	Dinamik viskozite	kg/ms
ν	Kinematik viskozite	m ² /s
ρ	Yoğunluk	kg/m ³

İndisler

b	Buhar
c	Su hacmi soğuma kaybından kaynaklanan
ϕ	Çıkış
e	Kazan blöf debisinden kaynaklanan
F	Ocağa ait
g	Giriş
h	Helisel
i	İlk yatırım
iy	Bir senelik ilk yatırım
j	Buhar jeneratörü için
k	Kazan için
m	Ortalama
min	Minimum
o	Aleve ait
ort	Ortalama
s	Sıvı
sp	Tek fazlı akış
t	Toplam
tp	İki fazlı akış
w	Cidara ait
y	Yakıt tüketiminden kaynaklanan

KISALTIMA LİSTESİ

TDS	Toplam Erimiş Katı Maddeler (Total Dissolved Solids)
PLC	Programlanabilir Lojistik Kontrol (Programmable Logistic Control)
LPG	Sıvılaştırılmış Petrol Gaz (Liquid Petrol Gas)



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 DampfkV'ye göre kazan grupları	5
Şekil 2.2 Yükleme oranına göre kazan veriminin değişimi	8
Şekil 2.3 Buhar jeneratörü ve doğal sirkülasyonlu bir kazanın yükleme oranına göre verimleri.....	8
Şekil 2.4 Kazan kireç tabakası kalınlığının yakıt tüketimine etkisi.....	10
Şekil 3.1 Spiral su borulu buhar jeneratörü.....	14
Şekil 3.2 Dik su borulu buhar jeneratörü	15
Şekil 3.3 Sirkülasyon tipi buhar jeneratörü.....	15
Şekil 3.4 Buhar jeneratörlerinin değişken yükleme oranlarını karşılama grafiği.....	17
Şekil 3.5 Sarılmış borunun şematik görünümü ve büyütülmüş kesitte ikincil akış.....	18
Şekil 5.1 Değişik pozisyonlar için helisel borulu ısı değiştiricilerde iki faz basınç düşümü çarpanı	42



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1 Uygulamaya ait sonuçlar ve analizler.....	24
Çizelge 5.1 Doğalgaz analiz değerleri	25
Çizelge 5.2 Yanma denklemleri	26
Çizelge 5.3 Duman gazı entalpi-sıcaklık tablosu	27
Çizelge 5.4 (5.13) eşitliğindeki A ve a değerleri.....	31
Çizelge 5.5 Ani kesit daralmasına ait ζ yerel kayıp katsayısı	45
Çizelge 5.6 Buhar jeneratörü ekipman ve malzeme listesi	48



ÖNSÖZ

Ülkemizde ve dünyada artan enerji sorunu araştırmacıları ve projecileri daha verimli sistem modelleri geliştirmeye yöneltmiştir. Bu sistemler sayesinde azalan yakıt giderleri ile işletmeler büyük oranda tasarruf sağlamakta ve etkin bir üretim gerçekleştirebilmektedirler. řu unutulmamalıdır ki bir işletme veya tesis için yıllık işletme giderinin büyük bir kısmını yakıt giderleri oluşturmaktadır.

Buhar jeneratörleri günümüzde çeşitli amaçlar için kullanılmakla beraber teknolojisine olan ilgi pek yaygın değildir. Bu çalışmada buhar jeneratörlerinin genel tanıtımı yapıp, avantaj ve dezavantajları belirtilmiş, endüstride kullanılabilirliğine ait ekonomik bir karşılaştırma yapılmıştır. Daha sonra sistemin boyutlandırılmasına ait örnek bir uygulama yapılmış, üretim maliyetinin belirlenmesiyle bu sistemden elde edilen yaklaşık kar marjı belirlenmiştir.

Sonuç olarak enerji ekonomisine katkı sağlayacağına inandığım bu cihaz hakkında yeterince bilgi verilmiş, kullanımına uygun alanlar için ışık tutulmuştur.

Tez çalışmamda beni yönlendiren Sayın Doç. Dr. Eyüp AKARYILDIZ'a, bilgilerini esirgemeyen tüm hocalarıma ve PERMAK Mak. Tic. San. A.ř.'ye yardımlarımdan dolayı teşekkürü bir borç bilirim.

ÖZET

Buhar jeneratörleri, patlama riskleri bulunmayan, az yer kaplayan, değişken işletme koşullarında yüksek verime sahip, helisel su borulu buhar üreticilerdir. Değişken basınç ve buhar kapasitesine sahip proseslerde büyük su hacimli ve doğal sirkülasyonlu kazanların yerine kullanıldıklarında işletme şartlarını daha çabuk ve ekonomik şekilde yerine getirmektedirler.

Bu araştırmada, bir helisel borulu buhar jeneratörü ile Skoç tipi buhar kazanı örnek bir işletme için ülkemiz 2003 yılı koşullarına göre karşılaştırılarak işletim maliyetleri hesaplanmıştır. Elde edilen işletim maliyeti farkı ile ilk yatırım değerleri karşılaştırılarak değişik yakıtlar için geri ödeme süreleri hesaplanmış ve bir çizelgede belirtilmiştir.

10 bar çalışma basıncında 1000 kg/h buhar üretebilecek bir buhar jeneratörünün buhar kazanları ısı hesap yöntemi ile şematik boyutlandırılması yapılmıştır. Kapasiteleri hesaplanan ekipmanların ve boyutları belirlenen malzemelerin ayrı ayrı fiyatlarının belirlenmesiyle sistemin üretim maliyeti hesaplanmış, bilinen paket ünite fiyat değeri ile sistemden elde edilen yaklaşık kar marjı belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Buhar jeneratörleri, helisel borulu buhar jeneratörü, su borulu buhar kazanları, işletim maliyeti, buhar kazanları ısı hesap yöntemi

ABSTRACT

Steam generators are compact water-tube boilers which have no explosion potential and very good response to process demands with high operating efficiency. They response to variable pressure and steam flow rates more rapidly and economically than natural circulation and high water content boilers.

In this research, an economical comparison has been made between a coil type steam generator and a Skotch type boiler according to economical circumstances of our country for a typical process. Their operational costs are calculated and by the difference found from the operational costs and the initial costs, the payback durations have been analysed for different fuels. These results have been listed in a chart.

10 bar operating pressure and 1000 kg/h steam production rated coil type steam generator has been schematically dimensioned by boiler thermal calculation method. The capacities of the main equipments and the dimensions of the materials of the unit are stated and by evaluation of the equipment and material prices, the production cost of the unit and the profit made by a coil type steam generator has been estimated.

Keywords: Steam generators, coil type steam generator, water-tube boilers, operational costs, boiler thermal calculation method

1. GİRİŞ

Dünyanın ve dolayısıyla Türkiye'nin artan enerji sorunları ve bu sorunları düzeltme çareleri enerji planlamacıları ile proje mühendislerini araştırmaya ve alternatifler yaratmaya yöneltmiştir.

Her tesiste olduğu gibi enerjiden optimum yararlanmayı ve yararlanmayı da ekonomik model sistemleri işletmeye alarak yaygınlaştırmayı sağlamak mühendislerin temel görevi olmuştur.

Enerjiden optimum yararlanmayı sağlayacak sistemlerin oluşturulması enerji ekonomisine yaptığı katkıdan dolayı gelişmiş ülkeler tarafından yıllar öncesinden ele alınmıştır. Hatta enerji ekonomisinin sağlanması yanında mevcut kurulmuş ve kurulacak tesislerin işletme ve kuruluş harcamalarını da azaltacak yeni sistemleri gündeme getirmişlerdir.

Endüstriyel ve ticari işletmelerde ısı taşıyıcı akışkan olarak buhar kullanımının ne derece yaygın olduğu herkes tarafından bilinmektedir. Genelde bir işletme için yıllık harcamın en büyük payına sahip olan faktör yakıt tutarıdır. Buhar üretiminin gerektiği bir işletmede enerji kayıplarının azaltılması ve verimin artırılması ile birim buhar maliyetinde elde edilen ekonomiklik, yakıt tasarrufu sağlayacağı gibi dolaylı olarak işletmenin enerji ekonomisine büyük katkıda bulunacaktır.

Buhar jeneratörleri buhar üretiminin gerçekleştiği endüstriyel ve ticari işletmelerde son 50 yıllık süreçte yer edinmeye başlamıştır. Bir işletme için en önemli unsurlar olan emniyet ve çalışma normları, verim/maliyet, hız, alan gereksinimi/yerleşim, personel ihtiyacı gibi faktörlerde konvansiyonel sistemlere göre üstün özelliklere sahiptirler.

Belki bir ölçüde alışlagelen sistemlerin uygulanırılığı yanında yeni dizayn edilecek projelerin sistemleştirilmesi uğraştırıcı ve zaman alıcı olsa da hassas bir değerlendirme ile enerji ekonomisinde sağlanacak tasarruf için zaman ve ilk yatırım tüketiminin yerinde bir karar olduğu görülmektedir. Bu husus ileriki sayfalarda nümerik örneklerle de ifade edilmiştir.

Bu çalışmada buhar jeneratörlerinin çeşitleri ve çalışma prensipleri açıklanmış, genel olarak bir buhar üreticisi seçiminde değerlendirilmeye alınması gereken faktörler ve işletmeye olan etkileri ayrıntılı olarak belirtilmiştir. Daha sonra buhar jeneratörleri ile büyük su hacimli alev-duman borulu kazanlar olan Skoç tipi kazanlar arasında örnek bir karşılaştırma yapılarak işletim maliyetleri karşılaştırılmış ve ilk yatırım tutarındaki farkın amortisman süresi belirlenmiştir.

Bir sonraki bölümde 10 bar çalışma basıncında 1000 kg/h doymuş buhar üreten helisel borulu bir buhar jeneratörünün şematik dizaynı için buhar kazanları ısıl hesap yöntemi ile nümerik bir uygulama yapılmış, kabul edilen teorilerin pratiğe aktarılmasıyla sistemin

boyutlandırılması yapılmaya çalışılmıştır. Sistemin üretimi için gerekli malzeme ve ekipmanlarının maliyetleri bir çizelgede gösterilerek belirtilen kapasite için toplam üretim maliyeti belirlenmiştir. Bu sistem için elde edilen yaklaşık satın alma bedeline göre kar marjı hesaplanmıştır.



2. ENDÜSTRİDE BUHAR KULLANIMI

Buhar çeşitli amaçlarla endüstride, ısıtma alanlarında ve elektrik üretiminde yaygın olarak kullanılan bir akışkandır. Bu çalışmada esas olarak endüstriyel ve ısıtma sistemleri konu edilecektir. Sadece ısıtma amacıyla buhar kullanımı artık terk edilmiştir. Ancak özel durumlarda ısıtmada buhar kullanılmaktadır. Bu nedenlerin en önemlisi ısıtma yapılan bölgede büyük kot farkının bulunmasıdır. Kazan üzerinde statik basıncın çok fazla olması nedeniyle bu durumlarda sıcak veya kaynar su kullanılamaz veya ekonomik olmaktan çıkar (Küçükçalı, 2000). Endüstride buhar kullanımında tercih sebepleri şöyle sıralanabilir:

- Yüksek akışkan sıcaklıklarına çıkmak mümkündür
- Isı geçiş yüzeylerinde sıcaklık sabittir. Buhardan ısı geçişi genellikle doymuş buharın yoğuşmasıyla gerçekleşir. Bu işlem sabit sıcaklıkta gerçekleştiğinden bütün ısıtma yüzeyi boyunca buhar tarafının sıcaklığı sabittir.
- Sıcaklık kontrolünü çok hassas biçimde gerçekleştirmek mümkündür. Söz konusu sabit yoğuşma sıcaklığı buharın basıncına bağlıdır. Basınç kontrolü yoluyla proses sıcaklığını çok hassas olarak kontrol etmek mümkündür.
- Büyük miktarda ısı enerjisini küçük bir kütle ile taşımak mümkündür.
- Buhar hijyenik, tamamen saf bir maddedir. Bu nedenle özellikle gıda endüstrisinde vazgeçilmez bir dezenfeksiyon ve proses elemanıdır. Buharsız bir gıda endüstrisi düşünülemez.
- Akışkanın taşınması kendi basıncıyla gerçekleşir, pompalamaya gerek yoktur.
- Daha küçük boru çapı ile tesisat kurulabilir.

Yukarıda belirtilen nedenlerden dolayı buhar gıda, kimya, petrokimya, tekstil endüstrisi vb.. geniş ölçüde kullanılır.

Isı taşıyıcı akışkan olarak buharın dezavantajları ise:

- Buhar tesisatında korozyon riski daha fazladır.
- Kondens hattının oluşturulması ve işletmesi zor ve pahalıdır.
- Buhar dağıtım hatları belli bir eğime sahip olmalı ve içinde kondens birikmemelidir.
- Buharı 1 km'den daha uzun mesafelere taşımak teknik ve ekonomik açıdan dezavantajlıdır.
- Kondens kayıpları nedeniyle kızgın yağ ve kaynar suya göre işletme masrafları daha fazladır.

2.1 Buhar Kazanları

Buhar kazanları; istenilen miktar, basınç ve özellikle buharın üretildiği sistemin ana elemanlarıdır. Uygulamada çok sayıda farklı tipte buhar kazanı mevcuttur. En çok karşılaşılan iki ana buhar kazanı tipi alev-duman borulu silindirik tip kazanlar ile su borulu kazanlardır.

Buhar kazanları barındırdıkları su hacmine göre 3 çeşide ayrılırlar (MMO Yayınları, 2002):

- a) Büyük su hacimli kazanlar
- b) Küçük su hacimli kazanlar
- c) Çok küçük su hacimli kazanlar

Büyük su hacimli kazanlar; silindirik formda, yanma hücresinden çıkan gazların iki veya üç geçiş yaptıktan sonra bacaya ulaştığı alev duman borulu kazanlardır. Skoç tipi kazanlar olarak ta adlandırılan 20 bar basınç ve 15t/h buhar üretim kapasitesine kadar imal edilebilen bu tür kazanlarda büyük su hacminden ve sirkülasyon zayıflığından dolayı buhar üretimi uzun zaman alır. Endüstride sıkça rastlanan Skoç tipi kazanların işletilmeleri ve suyun şartlandırma isteği daha basittir. Ayrıca imal maliyetleri daha azdır. Büyük su hacmi külhan çökmesi, dış zarf yırtılması gibi durumlarda maddi ve can kaybına yol açan patlama riski doğurmaktadır. Büyük su hacimli kazanlar buhar depolama hacmine sahip olduklarından yüksek miktarda ani buhar çekişlerinin istendiği proseslerde çok sık kullanılmaktadırlar.

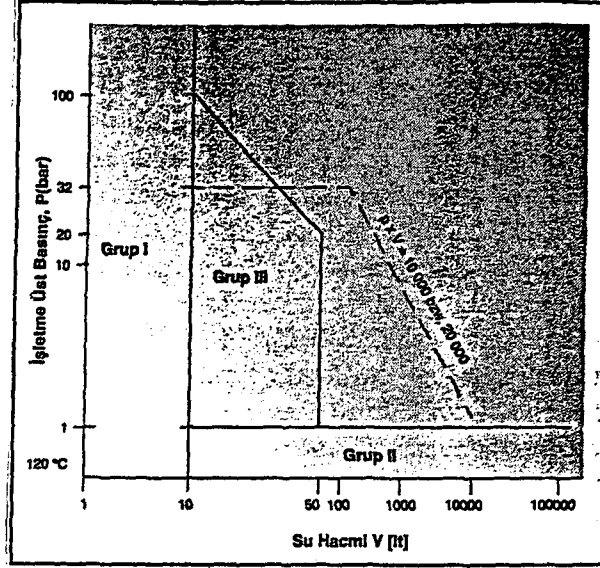
Küçük su hacimli kazanlar; alev-duman borulu kazanlar için sınır değer olan 20 bar basınç ve 15 t/h kapasite gibi değerlerin üzerindeki işletme şartları için kullanılan buhar kazanlarıdır. Suyun iki veya daha fazla dram arasında 190 bar ve 100 t/h'e kadar doğal sirkülasyon ile, 190 bar üzeri kritik üstü basınçlarda cebri dolaşım ile dolaştığı kazanlardır.

Çok küçük su hacimli kazanlar olan buhar jeneratörleri değişik tiplerde de üretilmek kaydıyla en genel anlamda helisel borulu buhar üreticilerdir.

TS 2736'ya göre insanların bulunduğu veya çalıştığı yerlerin içine, altına veya üstüne; işletme basıncı (bar) x kazanın su hacmi (m³) > 10 olan kazanlar konulamamaktadır (Küçükçalı, 2000). Buhar jeneratörleri ilk olarak bu ihtiyacı karşılamak üzere üretilmişlerdir.

2.2 Buhar Kazanları Tehlike Grupları

Alman standartı DampfKV'ye göre buhar kazanları tehlike potansiyellerine göre dört gruba ayrılır. Burada tehlike potansiyelini belirleyen iki parametre kazan su hacmi ve işletme basıncıdır. Bu iki parametreye bağlı olarak söz konusu dört grup Şekil 2.1'de görülmektedir.



Şekil 2.1 DampfKV'ye göre kazan grupları (Küçükçalı, 2000)

Buna göre en tehlikesiz kazanlar Grup 1 ve Grup 2 kazanlardır. En tehlikeli grup ise Grup 4 kazanlardır.

Grup 1:

Su hacimleri $V < 10$ litre olan buhar ve kaynar su kazanları

Grup 2:

Su hacimleri $V > 10$ litre ve işletme basınçları $P < 1$ bar olan buhar kazanları ile $V > 10$ litre ve gidiş suyu sıcaklığı $T \leq 120$ °C olan kaynar su kazanları

Grup 3:

Su hacmi $V > 10-50$ litre ve işletme basınçları $P > 1$ bar olan ve $P(\text{bar}) \times V(\text{litre}) < 1000$ şartını sağlayan buhar kazanları

Grup 4:

Yukarıdaki grupların dışında kalan buhar ve kaynar su kazanlarıdır. Grup 4 içinde özel bir kazan grubu vardır. Bu grubun sınırı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$P \times V \leq 10000$ olan kazanlarla; $P \times V \leq 20000$ olan fakat TRD 604 72 saat gözetimsiz işletim koşullarını yerine getiren ve $P \leq 32$ bar $V \leq 10000$ litre, $m \leq 2$ t/h veya 1.2 MW şartlarını da sağlayan kazanlar.

Buna göre Grup 1,2 ve 3 kapsamındaki kazanlarda sürekli gözetime gereksinim yoktur. Grup 4 kazanlardan yukarıda belirtilen sınırın dışında olanlar insanların yaşadığı binaların altına, üstüne ve bitişiğine yerleştirilemezler. Bu kazanlar için bina dışında ayrı bir kazan dairesi gerekir.

2.3 Bir Buhar Üreticisi Seçiminde Göz Önünde Bulundurulacak Kriterler

Bir tesis veya işletmeye temin edilemesi düşünülen buhar üreticisi seçiminde işletme şartlarının tam olarak bilinmesi veya hesap edilmesi gerekmektedir. Tesiste kullanılan ekipmanların buhar basıncı, sıcaklığı ve miktarı gibi işletme şartlarına göre seçimi yapılacak buhar üreticisinin dizaynı ve özellikleri değişir. Tüm bu değerlendirmeleri yaparken kurulması düşünülen sistemin tesis ihtiyaçlarını gereğinden fazla ve az olmamak şartıyla sağlaması hem işletim maliyeti yönünden hem de sistem ömrü yönünden büyük öneme sahiptir.

İşletim şartlarının sağlanması yanında tesisin ekonomik bir işleme sahip olabilmesi için parasal kayıpları önleyici, verimli ve ilk yatırım bakımından cazip bir sistem değerlendirmede göz önünde bulundurulmalıdır. Aşağıda herhangi bir tesis için buhar üreticisi seçiminde özellikle işletim maliyeti yönünden değerlendirmeye alınması gereken kriterler belirtilmiştir.

2.3.1 Yakıt tüketimine etki eden faktörler

Son yıllarda fosil yakıtların azalmasıyla yakıt fiyatlarında gerçekleşen ani artışlar özellikle endüstriyel alanlarda işletmeleri enerji tasarrufu çalışmalarına yöneltmiştir. Bir buhar üreticisi için buhar kazanının tipi, özellikleri, bakım gereksinimlerinin yanında gözönünde bulundurulması gereken ana unsurlardan biri yakıt tüketimidir.

2.3.1.1 Kazan verimi

Kimi uygulamalarda yıllık yakıt tüketiminden doğan maliyet buhar üreticisinin satın alma ve kurulum maliyetinin 2-3 katı olmaktadır. Bundan dolayı verimdeki değişiklik ve buna bağlı olarak yakıt tüketiminde meydana gelen fark kurulum maliyetini kısa sürede amorti edebilmektedir. Genelde verim artışı ile ilk yılda kazanılan yakıt kazancı ilk yatırım maliyetini karşılayabilmekte, daha sonraki yıllarda işletmeye sürekli artan bir kazanç sağlamaktadır [2].

Bir tesis veya proses için temin edilmesi gereken buhar kazanının verimini değerlendirebilmek için verim ifadesini net bir şekilde bilmek ve kıyaslamaya sokmak gerekir. Bir kazan ünitesinde verimi etkileyen tüm etkenler göz önünde bulundurulup termodinamik bir analiz yapıldığında ortaya kompleks sonuçlar çıkmaktadır. Değerlendirmede göz önünde bulundurulacak faktörleri belirlemek için mevcut prosesin bilinmesine gerek yoktur.

Kazan verimi; kazan içindeki akışkana aktarılan enerjinin yanma sonucu ortaya çıkan enerjiye

orandır. Buhar kazanlarında verimin kıyaslanması için kullanılan kriterler ile yakıt tüketimlerinde doğru bir kıyaslama yapılması gerekir. Daha önce de belirtildiği gibi bir buhar kazanının ilk yatırım maliyeti kazan için gereken toplam yatırımın en düşük kısmını oluşturmaktadır. Yakıt tüketimi ve bakım maliyeti toplam yatırımda büyük paya sahip unsurlardır.

Buhar kazanlarının dizaynı da verimlerine etki eden bir özelliktir. Farklı bir dizayn buhar üreticisinde farklı bir verimle beraber işletim maliyetine de yol açmaktadır. Fakat yine de tüm kazanlar aynı termodinamik esaslar altında çalıştığından, belirli bir kazan tipi için maksimum teorik verim hesaplanabilir. Bu maksimum değer sistemden elde edilebilecek en yüksek verimi ifade etmektedir. İncelenen kazan tipi için belirlenen verim teorik verimin üstünde olamaz. Bir buhar üreticisinde verim en basit şekilde ısı kaybı metoduyla hesaplanır [2].

Isı kaybı metodu; baca, konveksiyon ve radyasyon ısı kayıpları oranlarının %100 değerinden çıkarılmasıyla elde edilen yöntemdir.

Baca kaybı; suya veya su-buhar karışımına iletemeyen ısıyı içeren yanma ürünü gazların sıcaklığını ifade eder. Duyulur ve gizli ısıdan oluşan bu kayıp enerji yakıttan suya veya su-buhar karışımına aktarılamayan enerjidir. Düşük baca sıcaklıkları daha yüksek ısı değiştiricisi etkinliği ve daha yüksek kazan verimi demektir.

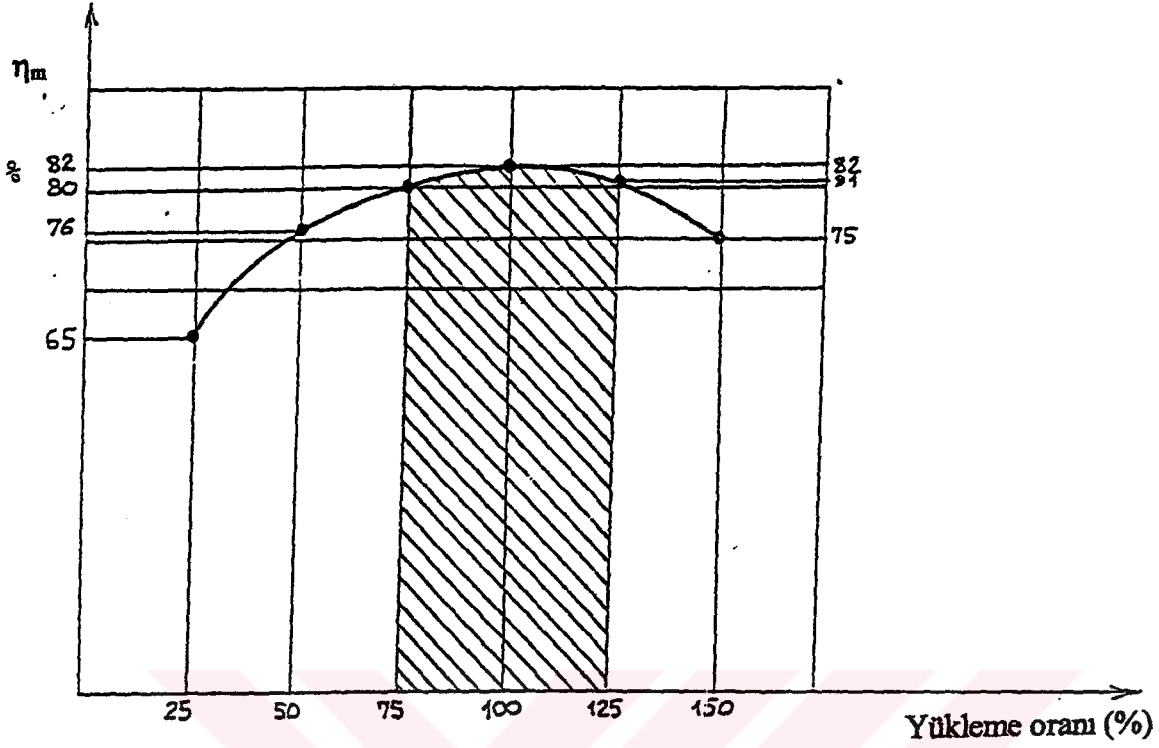
Radyasyon ve konveksiyon kayıpları; buhar üreticisinde radyasyon yoluyla ve üzerindeki hava akımının etkisiyle konveksiyon yoluyla kaybettiği enerji kaybını ifade eder. Bu kayıplar kazanda ateşleme süresi boyunca sabit olup kazan boyutuna, tipine ve çalışma basınçlarına göre değişir.

2.3.1.2 Proses buhar ihtiyacında yük dalgalanmaları

Bir proseste veya ısıtma uygulamasında işletmenin anlık veya sezonluk ihtiyacına göre buhar üretimi miktarında değişiklik görülebilir. Üretimin cinsine göre zaman zaman pik çekiş olarak adlandırılan yüksek miktarda ani buhar ihtiyaçları veya ortalama buhar gereksinimlerinin altındaki çalışma şartları ile sıkça karşılaşmaktadır. Buhar kazanları işletmenin maksimum ihtiyacını karşılayacak kapasitede seçilmesi gerektiği gibi yukarıda bahsedilen yük değişikliklerine de en kısa zamanda ve en ekonomik şekilde cevap vermesi, hem üretimin hassaslığı açısından hem de enerji ekonomisi sağlanması açısından gerekmektedir.

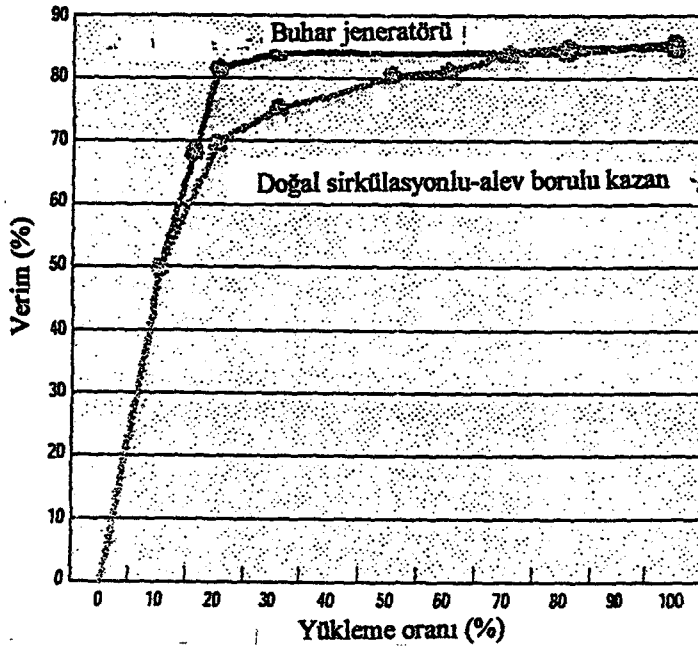
Endüstride sıkça kullanılan Skoç tipi buhar kazanları büyük su hacimlerinden dolayı anlık buhar ihtiyaçlarını karşılayabilmeleri için düşük alev konumunda çalıştırılmaktadırlar. Fakat bu şekilde bir işletim aşağıda belirtilen nedenlerden dolayı ekonomik bir işletim olmaktan çıkmaktadır.

Bir buhar kazanına ait en verimli çalışma aralığı Şekil 2.2'de görülmektedir.



Şekil 2.2 Yükleme oranına göre kazan veriminin değişimi (Sinanoğlu, 1991)

Bu kapasitenin dışındaki yükleme durumlarında kazan veriminde önemli düşüş ve buna bağlı olarak yakıt tüketiminde artış söz konusudur. Yükleme oranının değişimine göre doğal sirkülasyonlu bir kazan ve helisel borulu bir buhar jeneratörünün verimlerdeki değişiklik Şekil 2.3'ten de görülmektedir.



Şekil 2.3 Buhar jeneratörü ve doğal sirkülasyonlu bir kazanın yükleme oranına göre verimleri [1]

Bir buhar kazanının yükleme durumuna göre verimindeki değişiklik ampirik olarak Denklem (2.1)'de belirtilmiştir [3].

$$\eta_m = \eta_k (1 - e^{-4,9F}) \quad (2.1)$$

η_k = kazanın maksimum çalışma koşullarındaki verim (yaklaşık olarak %80)

η_m = yükleme oranına göre işletim verimi

$$F = \text{yükleme oranı} = \text{gerçek yük oranı} / \text{maksimum yük oranı} \quad (2.2)$$

Örnek olarak;

97 % yükleme oranı ile çalışılma durumunda;

$$\eta_m = 0,82(1 - e^{-4,9(\frac{97}{100})})$$

η_m = 81,2 % olur.

65 % yükleme oranı ile çalışılması durumunda ise (2.1) eşitliğinden;

η_m = % 78 bulunur.

Verimdeki bu düşüşe en büyük etken radyasyon ve konveksiyon ısı kayıpları gibi sabit kayıpların yükleme durumlarındaki düşüşle aynı oranda artmasıdır [4]. Örnek olarak 100% kapasitede çalışan buhar kazanında radyasyon ve konveksiyon kayıpları 2% ise 50% kapasitede bu oran 4% olmaktadır. Ayrıca kimi uygulamalarda yük değişimindeki aşırı artış ve azalmalar kızdırıcı ve fan ünitelerinde kontrol zorluğu ve kısa zamanda bakım onarım gereksinimi doğurmaktadır.

2.3.1.3 Kazan blöf debisi

Buhar üreticisi içerisinde bulunan su tamamen saf değildir. Kimyasal işleme uğrayan ham su katı partiküller içerir. Bu katı maddeler gerek erimiş, gerekse süspansiyon halinde bulunurlar. Kazan buhar ürettiğinde suyun içerisindeki maddelerin yoğunluğu giderek artar ve bu maddeler kazan ısı transfer yüzeyinde birikir ve bir tabaka oluşturarak;

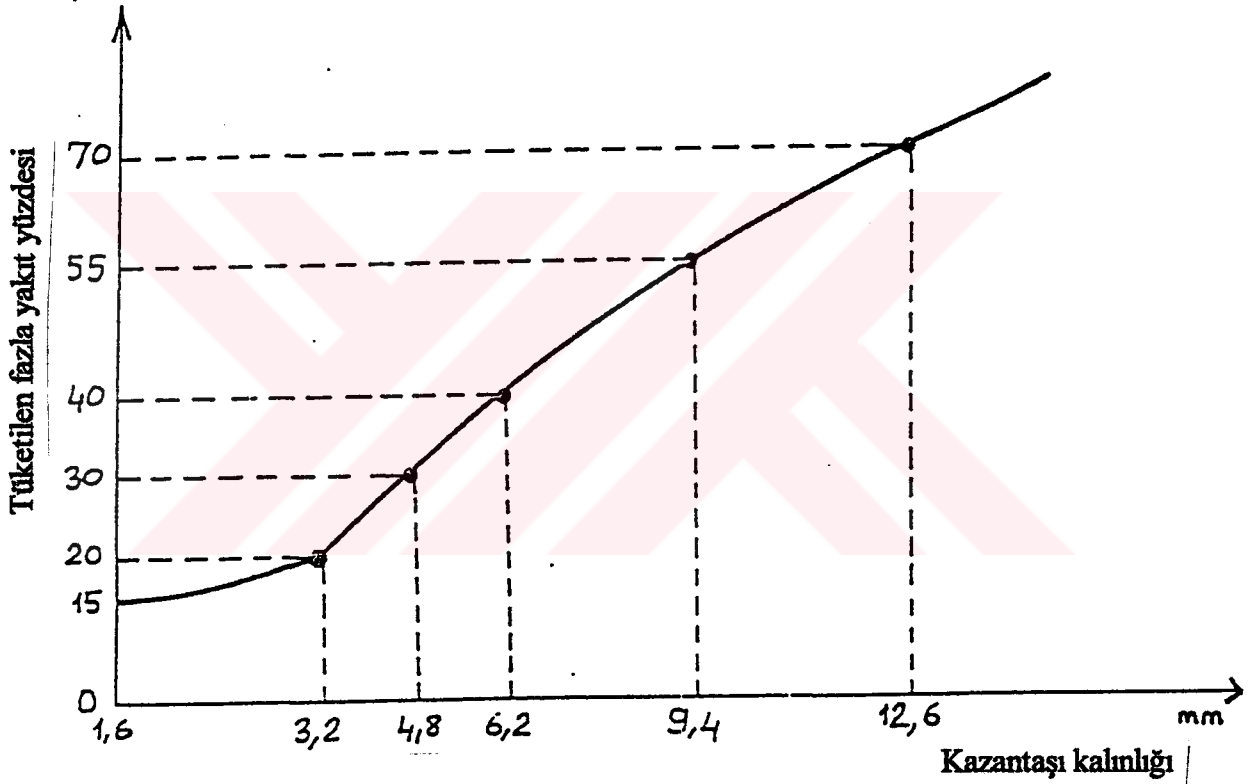
- Isı transerini engeller
- Sistemin ömrünü kısaltır

Su yüzeyinde köpük şeklinde birikir ve buhar ile taşınarak;

- Buhar tesisatlarında kontrol cihazlarının arızalanmasına
- Buhar kullanım yerlerindeki eşanjör yüzeylerinde birikim yapmasına

- Kondenstopların tıkanarak arızalanmasına neden olur.

Yüksek oranda, içinde erimiş halde bulunan toplam katı partikül miktarını ifade eden TDS değerine sahip suyun, kazandan blöf yoluyla dışarı atılmasıyla yerine daha düşük TDS değerine sahip besi suyu sisteme girer ve içindeki konsantrasyonu düşürür. Blöf suyundaki TDS miktarı ne kadar fazla olursa blöf edilmesi gereken su miktarı o kadar az olur. Fakat blöf yoluyla dışarı atılan kazan suyunun kazana girmeden önce kimyasal ilaçlarla yumuşatılması ve sahip olduğu enerji nedeniyle sisteme ekonomik etkisi vardır. Kazan ısı transfer yüzeylerinde biriken kireç tabakasının yakıt miktarına etkisi Şekil 2.4'te görülmektedir.



Şekil 2.4 Kazan kireç tabakası kalınlığının yakıt tüketimine etkisi (Sinanoğlu, 1991)

Kazan blöf debisine etkiyen faktörler şunlardır;

- Besi suyu TDS seviyesi (Yüksek besi suyu TDS seviyesi yüksek miktarda blöf gerektirir.)
- Besi suyu miktarının kondens miktarına oranı (Bu oranın yüksek oluşu yüksek miktarda blöf gerektirir.)
- Kazanda kabul edilebilir TDS seviyesi (Düşük TDS seviyesi yüksek miktarda blöf gerektirir.)
- Kazanın ortalama işletim kapasitesi

Kazanda yapılması gereken blöf miktarı (2.3) eşitliği yardımıyla bulunur (Ünlü, 2000).

$$\text{Blöf debisi} = \frac{U}{B-U} xm \quad (2.3)$$

U = Besi suyu TDS değeri (ppm)

B = İstenen kazan suyu TDS değeri (ppm)

m = Buhar üretim miktarı (kg/h)



3. BUHAR JENERATÖRLERİ

Helisel veya spiral borulu çelik ısı değiştiricisi ünitesinden oluşan buhar jeneratörlerinde cebri olarak suyun yanma ürünü gazlarla zıt akışının sağlanmasıyla sarılmış boru demeti boyunca su buhar fazına geçer. Boru boyunca entalpi değişimi sonucunda kızgın buhar eldesi de sağlanabilir. Buhar-su dramı içermeyen bu sistemde buharlaşma miktarı beslenen su debisine eşittir.

Cebri dolaşımlı kazanların ayarlanmasının tabii dolaşımlı kazanlarınkinden farkı; ısının ve besleme suyunun sevkinin tabii dolaşımlı kazanlarda sadece daha uzun olan periyod zarfında, cebri dolaşımlı kazanlarda ise her anda hakiki ve belirli bir oran meydana getirmek zorunluluğundan dolayı meydana gelmesidir. şayet besleme suyu sevk miktarı sabit kaldığı esnada cebri dolaşımlı kazanlarda ısı sevkindeki yaklaşık %5'lik bir değişim ile kızdırma miktarı müsaade edilmeyecek oranda değişim gösterir. Bundan dolayı bir yük değişimi esnasında ısı ve su sevk miktarının zamanında ayarlanması gerekir. Diğer karşılaşılması muhtemel ve dikkat edilmesi gereken hususlar ise şunlardır;

- Buharlaşma sonucunda çözünmüş tuz ve katı partikül birikimi nedeniyle su borusu sık temizlik ihtiyacı gerektirir.
- İşletim ihtiyacına göre buhar miktarında ve buna bağlı olarak besleme suyu miktarında değişim olması sonucunda boru içinde sıvı-buhar filmi kopmaları gibi akış ayrışması gözlenir. Bu durum borularda aşırı ısınma sonucu delinmelere ve tahribata yol açar.
- Cebri dolaşımlı buhar üreticileri yakıt, hava ve besleme suyu miktarında çok hassas otomatik kontrol gerektirir.
- Jeneratör içinde kızgın buhar sıcaklığı yük değişimlerinin buharlaşma sıcaklığını etkilemesi nedeniyle çok hızlı değişim gösterir.
- Düşük buharlaşma hızlarında düşük su debisi boruda aşırı ısınmaya neden olur.
- Su- buhar geçiş fazında boru korozyon tehlikesi altındadır.

Büyük su hacimli alev-duman borulu Skoç tipi buhar kazanları yüksek kapasitedeki ihtiyaçları rahatlıkla karşılayabildiklerinden dolayı buhar üretiminde geniş bir pazara sahiptirler. Aşağıda buhar jeneratörlerinin Skoç tipi kazanlarla veya bunların yerine kullanılabilecekleri çeşitli durumlar kısaca özetlenmiştir [6].

Yerleşim sorunu:

Her hangi bir işletme için buhar kapasitesinin arttırılması gerektiğinde yani ilave bir buhar üreticisi gerektiğinde buhar jeneratörleri Skoç tipi kazanlara göre çok küçük hacime sahip

olduklarından en uygun çözüm niteliğindedir. Bu gibi durumlarda büyük hacimli ilave bir kazan için ayrı bir yerleşim alanı kurulumu ek bir maliyet doğuracaktır.

Sezonluk ihtiyaçlar:

İşletmenin durumuna göre özellikle yaz aylarında azalan buhar ihtiyacı buhar jeneratörü ile karşılanabilir. Bu durumda maksimum yükü kaldırarak ana kazan devreden çıkartılarak bir önceki bölümde belirtilen verim düşüklüğü ve bakım gereksinimleri önlenmiş olur.

Kısa süreli ani yük ihtiyaçları :

Otel, hastane, cezaevi gibi yerlerde çamaşır yıkama makinaları için ve duş kullanım sıcak suyu gerektiğinde kısa süreli yük ihtiyaçları anında ve yakıt kaybı olmadan karşılanabilir.

Vana imalatında test aşamaları ve benzeri uygulamalar gibi 215 bar üzeri basınçlarda çok sık kullanıldıkları gibi yüksek basınçta ani kapasite değişimlerinin gerektiği aşağıda sıralanan birçok proseste kullanım alanı bulmaktadırlar.

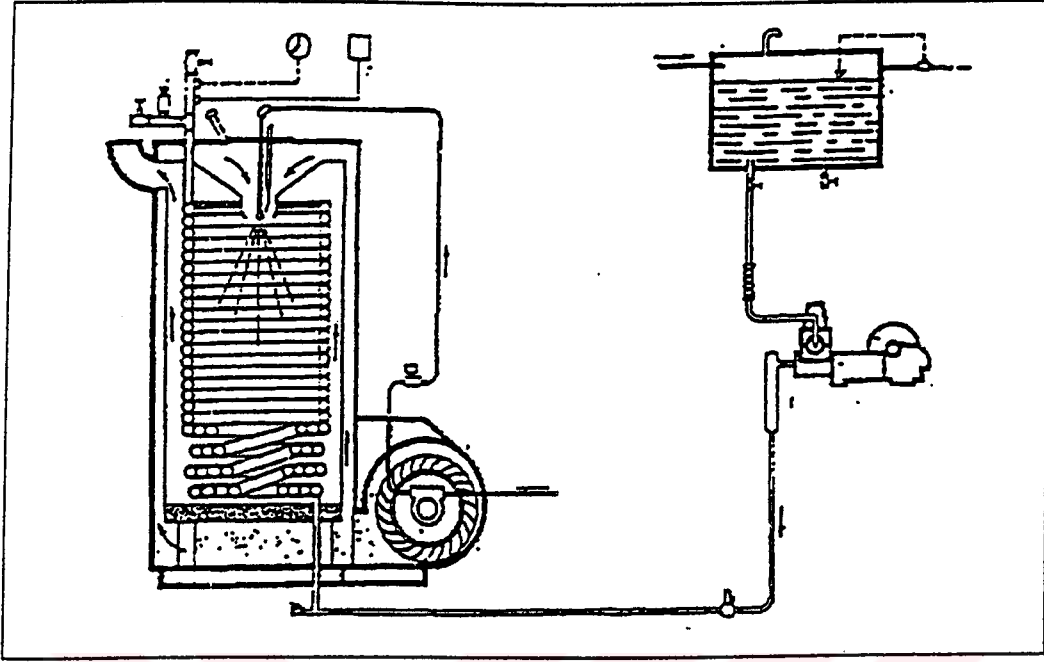
- Yüksek basınçlı buhar üretim gereksinimlerinde,
- Endüstriyel çamaşırhane ve kuru temizleme tesislerinde,
- Endüstriyel yıkama ve boyama tesislerinde,
- Tekstil sektöründe ütüleme ve finishing sistemlerinde,
- Gıda sektöründe pişirme/fırlama proseslerinde,
- Gıda ve sağlık sektörlerinde hijyenik buhar üretiminde,
- Sağlık sektöründe sterilizasyon sistemlerinde ve havalandırma sistemlerinin şartlandırılmasında,
- Isıtma, iklimizasyon ve nemlendirme işlemlerinde,
- Sertleştirme, form verme ve vulkanize işlemlerinde,

Ayrıca yüksek sıcaklık isteyen fırlama ve hijyenik buhar ihtiyacı olan pişiricilere yönelik ciddi bir pazar potansiyeli bulunmaktadır (Permak Mak.Tic.A.Ş. Ürün Bilgileri).

3.1 Buhar Jeneratörleri Çeşitleri

3.1.1 Spiral su borulu küçük su hacimli buhar üreticisi

Prensip olarak bunlar tek boru geçişli buhar üreticilerdir (Şekil 3.1). Sisteme giriş noktasından basılan besi suyu spiral su borularında dolaşarak çıkış noktasında buhar oluşur.



Şekil 3.1 Spiral su borulu buhar jeneratörü (MMO Yayınları, 2002)

Maksimum buhar kapasitesi : 2 t/h

Maksimum basınç : 32 bar

Isıtma yüzeyi yükü : 30-60 kg/m²h

Kazan verimi : yaklaşık % 89-90 (sıvı/gaz yakıtta)

Tesisatta çok iyi arındırılmış su kullanılmaması durumunda su bünyesindeki yabancı maddeler kazan içerisinde kaldığında tamir imkanı zordur.

3.1.2 Dik su borulu küçük su hacimli buhar üreticisi

Bunlar doğal su sirkülasyonlu su borulu kazanlardır (Şekil 3.2). Yan yana dizilmiş daire şeklindeki boru demetlerinden oluşur.

Maksimum buhar kapasitesi : 2 t/h

Maksimum basınç : 16 bar

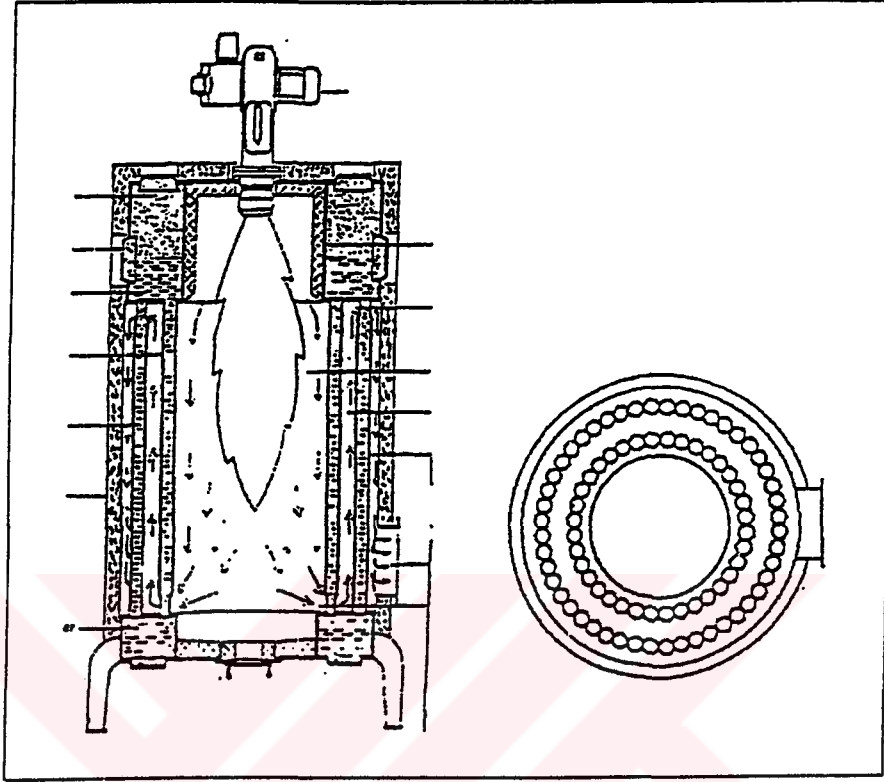
Isıtma yüzeyi yükü : 32-54 kg/m²h

Kazan verimi : yaklaşık %87 (sıvı/gaz yakıtta)

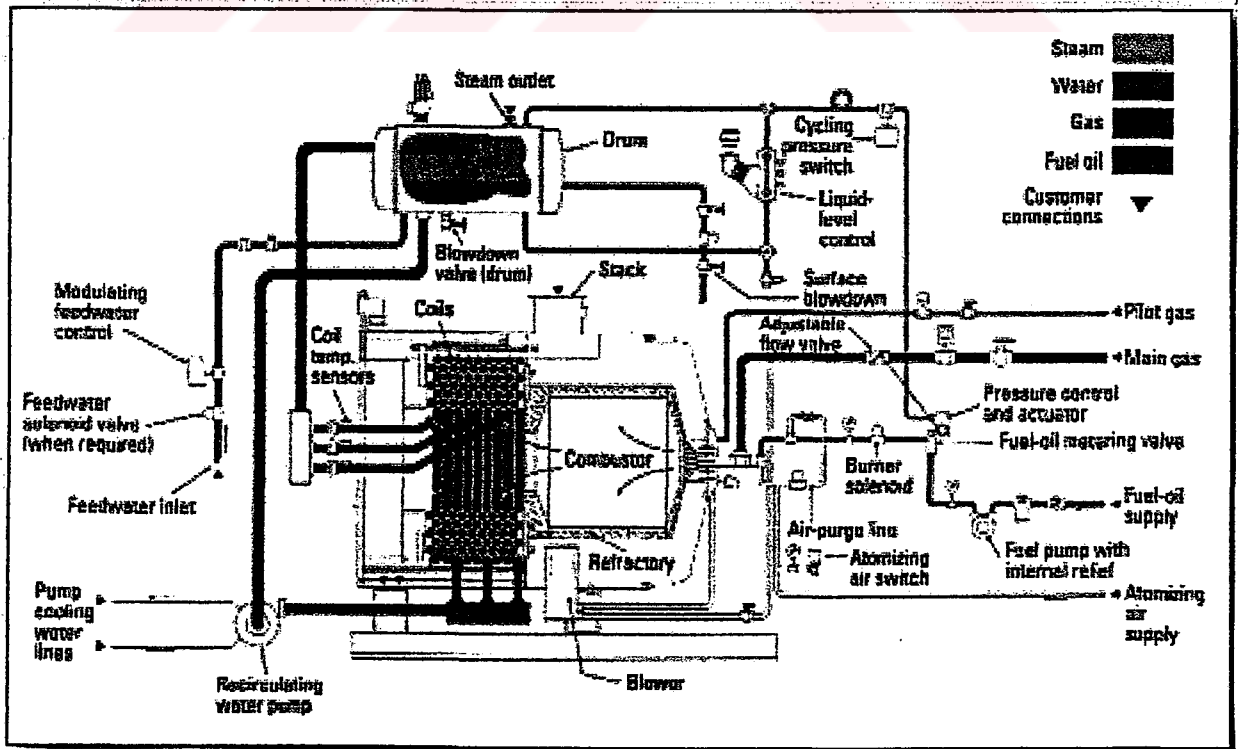
3.1.3 Sirkülasyon tipi küçük su hacimli buhar üreticisi

Şekil 3.3'te de görüldüğü gibi sirkülasyonlu buhar üreticisinde buhar domunda bulunan doyma sıcaklığındaki su spiral boru demetinde buharlaşma hızına bağlı olarak sirküle ettirilir.

Sirkülasyon kontrollü buhar üreticilerinde boru içerisindeki su %100 kuruluk derecesine kadar buharlaştırılmaz. Çözünmüş tuz ve katı partikül içeren su ve buhar karışımı dram üzerindeki seperatörde ayrışır.



Şekil 3.2 Dik su borulu buhar jeneratörü (MMO Yayınları, 2002)



Şekil 3.3 Sirkülasyon tipi buhar jeneratörü [1]

Dramdan çıkan yaklaşık 0,99 kuruluk derecesine sahip buhar kızdırıcı ünitesine gönderilir. Ayırışan suyun bir kısmı besleme suyu ile birlikte pompaya, diğer kısmı ise blöf yoluyla dışarıya verilir. Sirkülasyon hızı buharlaşma hızına göre 3-20 kat daha fazladır [2]. Bu durum jeneratörün besleme suyu pompasının yanında sabit hızlı sirkülasyon pompası gerektirir. Besleme suyu debisi dramda sabit bir su seviyesi sağlanacak şekilde otomatik olarak kontrol edilmelidir.

3.2 İşletim Faktörleri

3.2.1 Besi suyu kalitesi

Buhar jeneratörleri yüksek basınçlı ve su borulu üniteler oldukları için çok hassas su kalitesine ihtiyaç gösteren sistemlerdir. Cebri dolaşımli buhar üreticilerin besleme suyunun sertliğinin tamamen alınması gerekmektedir. Spiral boruda kireç tabakası birikimiyle oluşabilecek delinmeler tek borudan oluştuğu için tüm ünitenin değiştirilmesi gibi zaman kaybına ve masraflara yol açabilir. Tek borulu buhar jeneratörlerinde genelde $10\mu\text{S}/\text{cm}$ değerinde iletkenlik ve buna bağlı olarak 7 ppm gibi çok düşük TDS değerine sahip besleme suyu kullanılmalıdır. Besleme suyu maksimum $0,05\text{ mg/l O}_2$ içermeli, Ph derecesi 20°C 'de 7,5-8 arasında olmalıdır (Permak Mak. Tic. A.Ş. Ürün Bilgileri).

3.2.2 Buhar kuruluk derecesi

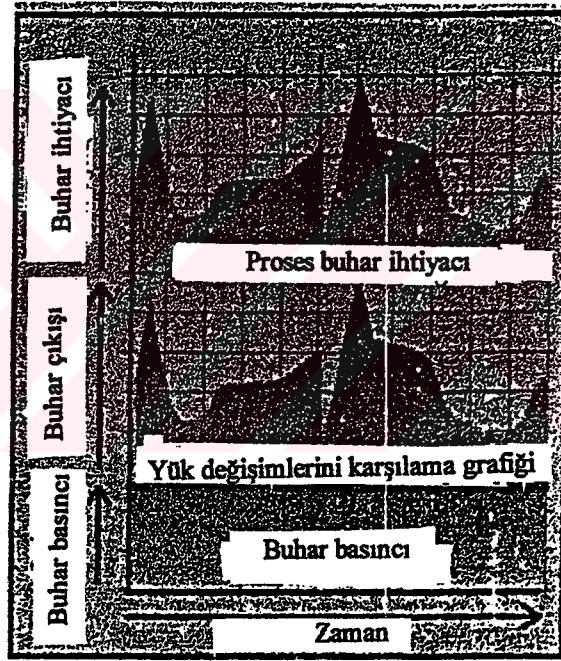
Hızlı buhar üreticiler tek borulu buharlaştırıcılar olduklarından dolayı boru çıkışında kuruluk derecesi %94 civarında olmaktadır. Özellikle gıda sektörü gibi saf buhar istenen hijyenik durumlarda doymuş buhar eldesi şarttır. Sistemde bulunan yaklaşık %6'luk su istenmeyen katı partikülleri de barındırdığından dolayı taşıyıcı görevi yapar ve buhar üreticisinin dışına konan bir seperatörde ayrıştırılarak dışarı atılmış olur. %100 kuruluk derecesi istenen durumlarda sistem çıkışına seperatör konulması gerekmektedir (Küçükçalı, 2000).

3.2.3 Hızlı buhar üretimi

Buhar jeneratörleri, düşük su kapasiteleri ve yüksek ısı iletim kabiliyetleri nedeniyle 5-20 dakika gibi çok kısa sürede buhar üretimini gerçekleştirebilmektedirler. Skoç tipi kazanlarda gövde içindeki su hacmi buhar kapasitesinin %100-%140'ı oranında iken, buhar jeneratörlerinde bu oran %10-%12 civarındadır. Su hacmindeki bu fark hızlı buharlaşmaya neden olarak kullanım dışı durumlarda soğuma kayıplarının da önüne geçilmesini sağlar. Proseste hızlı devreye girme sonucu 3 vardiya çalışmayan çoğu işletmede bir personelin önceden ayarlanarak 30-60 dakikada rejime giren kazanların yakılması gibi sorunları giderir.

Yaklaşık 10 kat fazla su kapasitesine sahip klasik kazanlar kullanım dışı durumlarda operatörler tarafından ani ihtiyaçlara çabuk karşılık verebilmek için sıcak tutulmak zorundadırlar. Brülörün sürekli devrede olması kuşkusuz sürekli yakıt tüketimini gerektirmektedir. İlk devreye girme sırasında kazanın rejime girmesi de hem zaman kaybı hem yakıt tüketimi doğurmaktadır.

Proseste birçok uygulamada kaliteli bir üretimin gerçekleştirilebilmesi için belirli zamanlarda belirli buhar basıncı ve sıcaklıkları kullanılmalı, bu da buhar kapasitesinin sürekli değişerek proseste dalgalanmalara neden olmaktadır. Buhar jeneratörlerinin prosteki yük değişimlerine uyumu şematik olarak Şekil 3.4'te gösterilmiştir. Ani yük değişimlerinin bulunduğu bu gibi durumlarda proses ihtiyacına PLC kontrol mekanizmasıyla çok hassas bir şekilde cevap verebilirler.



Şekil 3.4 Buhar jeneratörlerinin değişken yükleme oranlarını karşılama grafiği [2]

3.2.4 Yerleşim alanı

Buhar üretimi istenen tesislerde buhar üreticisinin seçimi kadar ona ayrılacak alan ve kazan dairesinin konstrüksiyonu da bir maliyet unsurudur. Özellikle az yerleşim alanına sahip mevcut kazan dairesi tesislerde ilave bir buhar üreticisi büyük sorunlara neden olmaktadır. Buhar jeneratörleri büyük su hacimli veya doğal sirkülasyonlu kazanlara göre yaklaşık 1/4-1/3'lük bir hacme sahip olmaları nedeni ile herhangi bir tadilata neden olmadan mevcut prosese eklenebilirler.

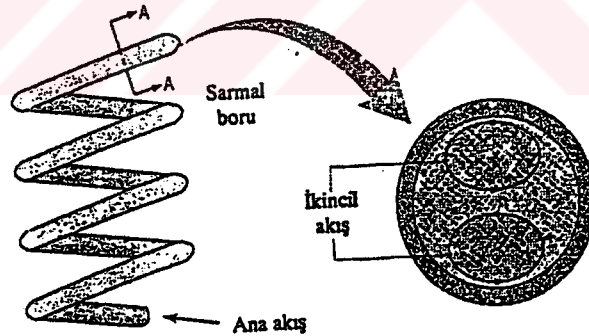
3.2.5 Güvenlik unsuru

Basıncılı kaplar olarak buhar üreticilerin en tehlikeli ve önemli özellikleri patlama risklerinin bulunmasıdır. Ölümler, sakatlık ve büyük maddi hasar gibi neticelerle sonuçlanan kazan patlamaları yüksek miktarda su kütlelerinin ani buharlaşması ve özgül hacminin aşırı derecede artması sonucu ortaya çıkar. Buhar jeneratörleri insanların bulunduğu alanlara yerleştirilebilmektedirler ve patlama riskinde olmayan buharlaştırıcılar sınıfındadırlar. Buharlaştırıcı boruda bir tahribat olsa bile cebri dolaşım sayesinde patlama riski ile karşılaşılmaz.

3.3 Dizayn Faktörleri

Dizayn faktörleri adı altında daha sonraki bölümlerde de görüleceği gibi helisel borulu buhar üreticiler üzerinde durulacaktır. Helisel borulu ısı değiştirici üniteleri mühendislik uygulamalarında pek rastlanılmayan bir çeşit olmasına rağmen özellikle kimya endüstrisinde ısı değiştiricisi olarak kullanılmaktadırlar.

İç akışa ait ısı geçişi iyileştirme yöntemlerinden biri olan bir boruyu helisel şekilde sararak yüzey alanını arttırmadan veya türbülans oluşturmadan merkezkaç kuvvetlerin girdaplar oluşturarak ikincil akışa yol açması ile ısı taşınım katsayısı artırılabilir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 Sarılmış borunun şematik görünümü ve büyütülmüş kesitte ikincil akış (Frank ve David, 2001)

Buharlaştırıcı ünitenin kompakt bir yapıya sahip olmasıyla düşük boyutlar ile büyük yüzey alanı elde edilir. Skoç tipi buhar kazanlarındaki %1,4-6 arası olan radyasyon ve konveksiyon kayıpları bazı buhar jeneratörlerinde %0,75 civarında olabilmektedir. Boru içinde cebri dolaşım prensibinin uygulanmasıyla iç akışta yüksek ısı taşınım katsayısı elde edilir.

Kazan veriminde büyük paya sahip baca gazı sıcaklığı, Skoç tipi bir kazanda buhar sıcaklığının 32-38°C üzerinde iken buhar jeneratöründe bu sıcaklığın 26-38°C altında olabilmektedir [2].

4. BUHAR JENERATÖRLERİ İLE SKOÇ TİPİ BUHAR KAZANLARININ EKONOMİK YÖNDEN MUKAYESESİNE AİT NÜMERİK UYGULAMA

<u>Kabuller:</u>	<u>Skoç Tipi Buhar Kazanı</u>	<u>Buhar Jeneratörü</u>
Toplam buhar ihtiyacı	1000 kg/h	1000 kg/h
İşletme basıncı	11 bar	11 bar
Yakıt	LPG	LPG
H_u	11200 kcal/kg	11200 kcal/kg
Maks. kazan verimi (η_k)	82%	88%
İşletim verimi (η_m)	78%	88%
Besi suyu sıcaklığı	85 °C	85 °C
Besi suyu TDS değeri	250 ppm	250 ppm
İstenen TDS değeri	2500 ppm	7 ppm
İşletme çalışma saati	16 saat x 300 gün	16 saat x 300 gün
Cihaz Ömrü	10 yıl	10 yıl

Bu bölümde yukarıda belirtilen şartlara sahip olan çok kazanlı bir işletmede Skoç tipi buhar kazanı ve buhar jeneratörü kullanılması durumunda işletim ve ilk yatırım giderleri cinsinden bir karşılaştırma yapılmıştır. Bu sonuçlar çeşitli yakıtlar için irdelenmiş ve bir tablo halinde Çizelge 4.1'de sunulmuştur.

4.1 İşletim Giderleri

4.1.1 Yanma yakıt tüketimi

Buhar kazanı için;

1 bar 85°C'taki besi suyu entalpisi $h_s = 85$ kcal/kg

11 bar 184°C'taki doymuş buhar entalpisi $h_b = 664,52$ kcal/kg

Kazan ısı gücü $Q_k = m \times (h_b - h_s) / \eta_m$ (4.1)

$Q_k = 1000$ kg/h x (664,52 kcal/kg - 85 kcal/kg) / 0,78

$Q_k = 742974$ kcal/h

$Q_k = 742974$ kcal/h x 16 saat x 300 gün

$Q_k = 4147$ MWh/yıl

Buhar jeneratörü için ;

(4.1) eşitliğinden $Q_j = 1000$ kg/h x (664,52 kcal/kg - 85 kcal/kg) / 0,88

$Q_j = 658545$ kcal/h olur.

$$Q_j = 658545 \text{ kcal/h} \times 16 \text{ saat} \times 300 \text{ gün}$$

$$Q_j = 3676 \text{ MWh/yıl}$$

Yanma yakıt tüketiminden kaynaklanan işletim gideri farkı ΔQ_y ;

$$\Delta Q_y = \Delta Q_k - \Delta Q_j \quad (4.2)$$

$$\Delta Q_y = 4147 \text{ MWh/yıl} - 3676 \text{ MWh/yıl}$$

$$\Delta Q_y = 471 \text{ MWh/yıl}$$

İşletim gideri farkından kaynaklanan yakıt miktarı B_h ;

$$\text{Yakıt miktarı } B_h = \Delta Q_y / H_u \quad (4.3)$$

$$H_u = 11200 \text{ kcal/kg}$$

$$B_h = \frac{471 \times 1000}{860 \times 11200} \text{ kg/yıl}$$

$$B_h = 36166 \text{ kg/yıl}$$

Yakıt fiyat düzeyi : 1.201.000 TL/kg [5]

Yanma yakıt tüketimi farkından kaynaklanan yıllık maliyet G_1 ;

$$G_1 = 36166 \text{ kg/yıl} \times 1.201.000 \text{ TL/kg}$$

$$G_1 = 44.247.242.000 \text{ TL/yıl}$$

1 € = 1.755.000 TL (17.04.2003 tarihi ile)

$$G_1 = 24749,5 \text{ €}$$

4.1.2 Su hacmi soğuma kayıpları

Buhar kazanı için ;

$$11 \text{ bar } 184^\circ\text{C}'\text{taki doymuş buhar entalpisi } h_b = 664,5 \text{ kcal/kg}$$

$$11 \text{ bar } 184^\circ\text{C}'\text{taki doymuş su entalpisi } h_s = 186 \text{ kcal/kg}$$

$$1 \text{ bar } 25^\circ\text{C}'\text{taki doymuş su entalpisi } h_s = 25 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Kazan su hacmi /kazan buhar kapasitesi} = 3,6 \text{ (Onat vd., 1998)} \quad (4.4)$$

$$\text{Kazan buhar kapasitesi} = 1200/3,6 = 333,3 \text{ kg}$$

$$\text{Buharın yoğuşmasından kaynaklanan gün sonu atık enerji} = 664,5 - 25 = 639,5 \text{ kcal/kg}$$

$$333,3 \text{ kg} \times 639,5 \text{ kcal/kg} = 213145 \text{ kcal/gün}$$

$$\text{Kazan su kapasitesi} = 1200 \text{ kg (Bölüm 3.2.3'ten yaklaşık olarak)}$$

$$\text{Suyun soğumasından kaynaklanan gün sonu atık enerji} = 186 - 25 = 161 \text{ kcal/kg}$$

$$1200 \text{ kg} \times 161 \text{ kcal/kg} = 193200 \text{ kcal/gün}$$

Toplam kazan su hacmi soğuma kaybı Q_k ;

$$Q_k = 213145 \text{ kcal/gün} + 193200 \text{ kcal/gün} = 406345 \text{ kcal/gün}$$

$$Q_k = 406345 \text{ kcal/gün} \times 300 \text{ gün} / 0,78$$

$$Q_k = 181,7 \text{ MWh/yıl}$$

Buhar jeneratörü için ;

Buhar hacminden kaynaklanan soğuma kayıpları çok düşük olduğundan ihmal edilmiştir.

Jeneratör su kapasitesi = 120 kg (Bölüm 3.2.3'ten yaklaşık olarak)

Suyun soğumasından kaynaklanan gün sonu atık enerji = $186 - 25 = 161 \text{ kcal/kg}$

Toplam jeneratör su hacmi soğuma kaybı = $120 \text{ kg} \times 161 \text{ kcal/kg} = 19320 \text{ kcal/gün}$

$$Q_j = 19320 \text{ kcal/gün} \times 300 \text{ gün} / 0,88$$

$$Q_j = 7,65 \text{ MWh/yıl}$$

Su hacmi soğuma kayıplarından kaynaklanan işletim gideri farkı ΔQ_c ;

$$\Delta Q_c = 181,7 \text{ MWh/yıl} - 7,65 \text{ MWh/yıl}$$

$$\Delta Q_c = 174 \text{ MWh/yıl}$$

(4.3) eşitliği yardımıyla $B_h = 13358 \text{ kg/yıl}$ bulunur.

Su hacmi soğuma kaybı farkından kaynaklanan yıllık maliyet G_2 ;

$$G_2 = 13358 \text{ kg/yıl} \times 1.201.000 \text{ TL/kg}$$

$$G_2 = 16.042.958.000 \text{ TL}$$

$$G_2 = 9141 \text{ €}$$

4.1.3 Blöf kayıpları

Buhar kazanı için ;

(2.3) eşitliğinden kazan blöf miktarı = $1000 \text{ kg/h} \times 250 \text{ ppm} / (2500 - 250) = 111,1 \text{ kg/h}$

Blöf edilen suyun enerjisi = 186 kcal/kg (11 bar 184 °C)

$$111,1 \text{ kg/h} \times 186 \text{ kcal/kg} = 20664,6 \text{ kcal/h}$$

$$Q_k = 20664,6 \times 16 \text{ saat} \times 300 \text{ gün} / 0,78$$

$$Q_k = 147,89 \text{ MWh/yıl}$$

Buhar jeneratörü için;

Buhar jeneratöründen 6% kuruluk derecesinde çıkan buharın bıraktığı su miktarı;

$$1000 \text{ kg/h} \times 0,6 = 60 \text{ kg/h}$$

Blöf edilen suyun enerjisi = $60 \text{ kg/h} \times 186 \text{ kcal/kg} = 11160 \text{ kcal/h}$

$$Q_j = 11160 \text{ kcal/h} \times 16 \text{ saat} \times 300 \text{ gün} / 0,88$$

$$Q_j = 70,79 \text{ MWh/yıl}$$

Blöf miktarından kaynaklanan işletim gideri farkı ΔQ_e ;

$$\Delta Q_e = 147,89 \text{ MWh/yıl} - 70,79 \text{ MWh/yıl}$$

$$\Delta Q_e = 77,1 \text{ MWh/yıl}$$

(4.3) eşitliğinden $B_h = 5920 \text{ kg/yıl}$ bulunur.

Blöf kayıpları farkından kaynaklanan yıllık maliyet G_3 ;

$$G_3 = 5920 \text{ kg/yıl} \times 1.201.000 \text{ TL/kg}$$

$$G_3 = 7.109.920.000 \text{ TL/yıl}$$

$$G_3 = 4051 \text{ €}$$

4.2 Toplam İşletim Giderleri Farkı

Buhar kazanı ve buhar jeneratöründeki yanma yakıt tüketimi, su hacmi soğuma kayıpları ve blöf miktarından kaynaklanan gider farklarının toplamıdır.

Toplam işletim gideri farkı G_t ;

$$G_t = G_1 + G_2 + G_3 \quad (4.5)$$

$$G_t = 24749,5 + 9141 + 4051$$

$$G_t = 37941,5 \text{ €}$$

4.3 Toplam İlk Yatırım Giderleri Farkı

Otomatik kontrol ekipmanları, besi suyu arıtma ünitesi, pompa ve brülör ile paket olarak 1000 kg/h'lik bir buhar kazanı satın alma bedeli : 15000 €*

Otomatik kontrol ekipmanları, besi suyu arıtma ünitesi, pompa ve brülör ile paket olarak 1000 kg/h'lik buhar jeneratörü satın alma bedeli : 35000 €*

Toplam ilk yatırım gider farkı G_i ;

$$G_i : 35000 - 15000 = 20000 \text{ €}$$

4.4 Geri Ödeme Zamanı

T_g : Geri ödeme zamanı

G_t : Toplam yıllık işletme giderleri farkı

G_i : Toplam yıllık ilk yatırım gider farkı

f : Yıllık faiz

* Mevcut satıcı firmaların yaklaşık olarak ortalama değerleri alınmıştır.

$$T_g = \frac{\ln\left(\frac{G_t}{G_t - G_i \cdot f}\right)}{\ln(1 + f)} \quad (4.6)$$

Yıllık faiz Euro için 11% olarak alınmıştır (Kürekçi, 2001).

$$T_g = \frac{\ln\left(\frac{37941,5}{37941,5 - 20000 \times 0,11}\right)}{\ln(1 + 0,11)}$$

$$T_g = 0,57 \text{ yıl} = 206 \text{ gün}$$

4.5 Ekonomiklik Derecesi

İlk yatırım masraflarının sistem ömrü ve faizler dikkate alınarak, bir senelik masraflarını hesaplamak ve bunu da işletme gider farkıyla karşılaştırarak bulunur. Bunun için bir senelik ilk yatırım maliyetinin bulunması gerekir.

G_{iy} : bir senelik ilk yatırım maliyeti farkı

$$G_{iy} = b \cdot G_i \text{ (Kürekçi, 2001)} \quad (4.7)$$

$$b = \frac{f \times (1 + f)^n}{(1 + f)^n - 1} \quad (4.8)$$

n = cihaz ömrü = 10 yıl kabul edilmiştir.

$$f = 0,11$$

(4.8) eşitliğinden $b = 0,169$ bulunur.

$$G_{iy} = 0,169 \times 20000 \text{ €}$$

$$G_{iy} = 3380 \text{ €}$$

$\Delta G = G_t - G_{iy} > 0$ ise yatırım ekonomiktir.

$$\Delta G = 37941,5 \text{ €} - 3380 \text{ €}$$

$\Delta G = 34561,5 \text{ €} > 0$ olduğundan yatırım ekonomiktir.

Çizelge 4.1 Uygulamaya ait sonuçlar ve analizler

Kapasite	Buhar Üretim Grubu Ünite Tipi	Buhar Kazanı	Buhar Jeneratörü	
	Buhar üretim kapasitesi	1000 kg/h	1000 kg/h	
	Toplam ısı gücü ihtiyacı	674 kW	674 kW	
Verim Analizi	Kazan verimi (η_k)	82%	88%	
	Ortalama işletim verimi (η_m)	78%	88%	
	Yıllık enerji harcamı	4147,7 MWh/yıl	3676,36 MWh/yıl	
Su Hacmi Soğuma Analizi	Ünite su hacmi	\cong 1200 lt	\cong 120 lt	
	Yükleme oranına göre verim	78%	88%	
	Yıllık enerji harcamı	181,7 MWh/yıl	7,66 MWh/yıl	
Blöf Atık Analizi	Blöf miktarı	111,1 kg/h	60 kg/h	
	Yükleme oranına göre verim	78%	88%	
	Yıllık enerji harcamı	147,89 MWh/yıl	70,79 MWh/yıl	
Yıllık Toplam Enerji Tüketimi		4476,5 MWh/yıl	3754,4 MWh/yıl	
İlk Yatırım Maliyeti	Paket olarak satın alma bedeli	15000 €	35000 €	
Yakıt Cinsine Göre İşletim Maliyet Analizi	Doğalgaz	Yakıt fiyat düzeyi	268.733 TL/m ³	268.733 TL/m ³
		Yakıt harcamı	466724 m ³ /yıl	391410 m ³ /yıl
		Toplam yakıt maliyeti	71466 €	59934,3 €
		Geri ödeme zamanı	2,02 yıl	
	Fuel Oil 6	Yakıt fiyat düzeyi	413.438 TL/kg	413.438 TL/kg
		Yakıt harcamı	418530 kg/yıl	350992 kg/yıl
		Toplam yakıt maliyeti	98596 €	82685 €
		Geri ödeme zamanı	1,42 yıl	
	Motorin	Yakıt fiyat düzeyi	1.394.758 TL/kg	1.394.758 TL/kg
		Yakıt harcamı	377430 kg/yıl	316547 kg/yıl
		Toplam yakıt maliyeti	299956 €	251570 €
		Geri ödeme zamanı	0,44 yıl	

5. 10 BAR 1000 KG/H ÇALIŞMA ŞARTLARINDAKİ BİR BUHAR JENERATÖRÜNÜN BOYUTLANDIRILMASI

Bu bölümde aşağıdaki işletme şartları ile çalışacak helisel su borulu bir buhar jeneratörünün boyutlandırılmasına ait hesaplar ve sistemin şematik çizimi yapılmıştır (Ek 10).

Yöntem olarak buhar kazanları ısı hesap yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem gereğince, seçilen bir baca gazı sıcaklığına karşılık yapılan hesaplar sonucu seçilen baca gazı sıcaklığına ulaşmaya dek ocak sıcaklığı, gaz hızı, ısıtma yüzeyi ve baca gazı sıcaklığı gibi değerler makul ölçüde değiştirilerek aradaki fark minimuma indirilmiştir.

m = Buhar üretim kapasitesi = 1000 kg/h

P = İşletme basıncı = 11 bar

T_b = Üretilen doymuş buhar sıcaklığı = 184 °C

T_s = Besi suyu sıcaklığı = 105 °C

T_u = Dış hava sıcaklığı = 25 °C

Yakıt = Doğalgaz

λ = Hava fazlalık katsayısı = 1,1

5.1 Yanma

Yakıt olarak düşünülen doğalgazın elemansel analizi Çizelge 5.1'deki gibi kabul edilmiştir.

Çizelge 5.1 Doğalgaz analiz değerleri

CH ₄ (Metan)	90%
C ₂ H ₆ (Etan)	5,3%
C ₃ H ₈ (Propan)	1%
C ₄ H ₁₀ (Bütan)	0,4%
CO ₂ (Karbondioksit)	0,6%
O ₂ (Oksijen)	0,83%
N ₂ (Nitrojen)	1,87%

5.1.1 Yakıtın ısı değeri hesabı

Elemensel analizini bildiğimiz doğalgaz için;

$$H_u = 85,5 \times (\%CH_4) + 153,7 \times (\%C_2H_6) + 290,5 \times (\%C_4H_{10}) + 223,5 \times (\%C_3H_8) \quad (5.1)$$

$$H_u = 85,5 \times (0,9) + 153,7 \times (0,053) + 290,5 \times (0,004) + 223,5 \times (0,01)$$

$$H_u = 8852,2 \text{ Kcal/Nm}^3$$

5.1.2 Yanma havası miktarının bulunması

Doğalgaz için yanma havası miktarının hesaplanmasında kullanılacak yanma denklemleri Çizelge 5.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.2 Yanma denklemleri

Yakıt	Reaksiyon	Reaksiyon ısısı (Kj/Nm ³)
Karbon	$C + O_2 \rightarrow CO_2$	-
Hidrojen	$H_2 + 0,5O_2 \rightarrow H_2O$	12109
Kükürt	$S + O_2 \rightarrow SO_2$	-
Metan	$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$	37743
Etan	$C_2H_6 + 3,5O_2 \rightarrow 2CO_2 + 3,5H_2O$	66768
Propan	$C_3H_8 + 5O_2 \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O$	96500
Bütan	$C_4H_{10} + 6,5O_2 \rightarrow 4CO_2 + 5H_2O$	125562
Karbonmonoksit	$CO + 0,5O_2 \rightarrow CO_2$	11990

Minimum hava miktarı L_{\min} ;

$$L_{\min} = \frac{100 \times (2 \times CH_4 + 3,5 \times C_2H_6 + 5 \times C_3H_8 + 6,5 \times C_4H_{10})}{21} \quad (5.2)$$

$$L_{\min} = 9,81 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\text{Y}$$

$$\text{Gerçek hava miktarı } L = \lambda \times L_{\min} \quad (5.3)$$

$$L = 1,1 \times 9,81$$

$$L = 10,79 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\text{Y}$$

5.1.3 Yanma ürünleri miktarının bulunması

Yanma ürünlerinin hesabı bir önceki bölümde yanma havasının hesabına benzer şekilde

yapılır. Elemansel analizi bilinen doğalgazın minimum yanma ürünleri miktarı V_{gmin} Çizelge 5.2 yardımıyla;

$$V_{gmin} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{Fazla\ Hava} \quad (5.4)$$

$$V_{gmin} = \frac{100 \times (3 \times CH_4 + 5 \times C_2H_6 + 7 \times C_3H_8 + 9 \times C_4H_{10} + CO_2 + O_2 + N_2)}{21} \quad (5.5)$$

$V_{gmin} = 10,85 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\text{Y}$ olarak bulunur.

Hava fazlalık katsayısı ile oluşan gerçek duman gazı miktarı V_g ;

$$V_g = V_{gmin} + (\lambda - 1)L_{min} \quad (5.6)$$

$$V_g = 10,85 + (1,1 - 1) \times 9,81$$

$$V_g = 11,84 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\text{Y} \text{ olur.}$$

5.1.4 Duman gazlarının entalpi-sıcaklık grafiği

Duman gazlarının entalpileri kısmi gazların entalpilerinin toplamıyla bulunur. İlk olarak CO_2 , N_2 , H_2O , O_2 ve yanma ürünü fazla hava gibi kısmi gazların miktarları Çizelge 5.1 ve 5.2'den yararlanılarak ayrı ayrı belirlenmelidir.

$$V_{CO_2} = 1 \times (\%CH_4) + 2 \times (\%C_2H_6) + 3 \times (\%C_3H_8) + 4 \times (\%C_4H_{10}) + (\%CO_2) \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\text{Y}$$

$$V_{CO_2} = 1,058 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\text{Y}$$

$$V_{H_2O} = 2 \times (\%CH_4) + 3 \times (\%C_2H_6) + 4 \times (\%C_3H_8) + 5 \times (\%C_4H_{10})$$

$$V_{H_2O} = 2,019 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\text{Y}$$

$$V_{O_2} = (\%O_2)$$

$$V_{O_2} = 0,0083 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\text{Y}$$

$$V_{N_2} = (\%N_2) + 0,79 \times L_{min}$$

$$V_{N_2} = 7,773 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\text{Y}$$

Her sıcaklık için duman gazlarının entalpisi \dot{I} (5.7) eşitliğinden hesaplanarak Çizelge 5.3'te gösterilmiştir.

$$\dot{I} = (V_{CO_2} \times \dot{I}_{CO_2}) + (V_{H_2O} \times \dot{I}_{H_2O}) + (V_{O_2} \times \dot{I}_{O_2}) + (V_{N_2} \times \dot{I}_{N_2}) \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3\text{Y} \quad (5.7)$$

Çizelge 5.3 Duman gazı entalpi-sıcaklık tablosu

Sıcaklık-T (°C)	Dumangazı entalpisi- \dot{I} (Kcal/Nm ³)
0	0
100	32,7
200	66,31
300	100,51

400	135,62
500	171,78
600	208,59
700	246,25
800	285,51
900	324,50
1000	364,77
1100	405,64
1200	446,77
1300	488,12
1400	530,64
1500	573,06
1600	615,43
1700	658,49
1800	702,23
1900	745,14

Çizelge 5.3 'ten duman gazları için (İ-T) entalpi-sıcaklık grafiği çizilmiştir (Ek 2).

5.2 Kazan Veriminin Tayini

Buhar jeneratörü veriminin tayini için herşeyden önce ısı kayıplarının bulunması gerekir.

Gaz yakıt kullanıldığından yanmamış yakıt kaybı $Z_y = 0$ kabul edilmiştir (Onat vd., 1998)

Eksik yanma kaybı ihtiyatlı davranılarak $Z_e = 0,5\%$ kabul edilmiştir.

Sıcak cidar kaybı $Z_w = 2\%$ kabul edilmiştir.

Baca sıcaklığı $T_a = 226^\circ\text{C}$ kabul edilerek hesaba başlanmıştır.

Baca kaybı Z_b ;

$$Z_b = V_g \frac{(\dot{I}_{T_a} - \dot{I}_{T_u})}{H_u} \quad (5.8)$$

Ek2'den $\dot{I}_{T_a} = 76,39 \text{ Kcal/Nm}^3$, $\dot{I}_{T_u} = 8,19 \text{ Kcal/Nm}^3$ olarak okunur.

$$(5.8) \text{ eşitliği yardımıyla } Z_b = 11,84 \frac{(76,39 - 8,19)}{8852,2}$$

$Z_b = 0,091$ olarak bulunur.

Bu sonuçlardan buhar jeneratörü verimi η ;

$$\eta = 1 - (Z_e + Z_w + Z_b) \quad (5.9)$$

$$\eta = 1 - (0,005 + 0,02 + 0,091)$$

$$\eta = 0,88 \text{ olur.}$$

5.3 Ocak Boyutlandırması

Ocak boyutlandırmasında helisel borunun sarım çapı ve yan yana n adet oluşturduğu serpantin uzunluğu bir külhan oluşturacak şekilde düşünülmüş ve boyutlandırma alev boyu ve çapına göre yapılmıştır.

1000 kg/h buhar üretimi için minimum ısı güç Q_{\min} ;

$$Q_{\min} = m (h_b - h_s) \quad (5.10)$$

h_b : Doymuş buhar entalpisi = 664,52 kcal/kg (11 bar 184°C)

h_s : Besi suyu entalpisi = 105 kcal/kg (1 bar 105 °C)

$$Q_{\min} = 1000 \text{ kg/h} \times (664,52 \text{ kcal/kg} - 105 \text{ kcal/kg})$$

$$Q_{\min} = 559520 \text{ kcal/h}$$

Yakılması gereken yakıt miktarı B_h ;

$$B_h = \frac{Q_{\min}}{H_u \cdot \eta} \quad (5.11)$$

$$(5.11) \text{ eşitliği yardımıyla } B_h = \frac{559520}{8852,2 \times 0,88}$$

$$B_h = 71,52 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Ek 3'ten alev çapı $D_o = 0,5 \text{ m}$ ve alev boyu $L_o = 1,60 \text{ m}$ olarak okunmuştur.

Ocak içinde alevin borular ile temasını önlemek için hem alev çapında hem alev boyunda bir miktar arttırım yapılarak ocak boyutları belirlenmiştir.

$$D_F = D_o + 0,19$$

$$D_F = 0,69 \text{ m}$$

$$L_F = L_o + 0,25$$

$$L_F = 1,85 \text{ m}$$

Boru olarak iç serpantinde 51–2,9 mm, dış serpantinde 42–2,3 mm çelik çekme boru kullanılmıştır. Bu değerler ile;

Ocak çapını belirleyecek boru sarım çapı = $D_F = 0,69 \text{ m}$ olur.

Ocak boyunu belirleyecek yanyana helisel şekilde dizilmiş n boru sarım sayısı;

$$n = \frac{L_F}{d_d} \quad (5.12)$$

d_d : iç serpantin borusu dış çapı = 0,051 m

(5.12) eşitliği yardımıyla $n = 35$ sarım boru kullanılmıştır.

Aynı eşitlik yardımıyla dış serpantinde ise 54 sarım 42-2,3 mm boru kullanılmıştır.

5.4 Taşınım Yüzeylerinin Boyutlandırması

Taşınım yüzeylerinin boyutlandırılmasında daha önce de belirtilen “deneme-yanılma yöntemi” kullanılmıştır. Ek 10’da boyutlandırılması düşünülen buhar jeneratörünün yaklaşık boyutlarla şematik resmi çizilmiş, duman gazının yörüngesi akış kesitine dik olan kesitin yaklaşık sabit kaldığı kısımlara bölünüp numaralandırılarak her kısımda gazın soğuması hesaplanmıştır. Hesaplarda Bölüm 5’te belirtilen kriterler Bölüm 5.2’de seçilen baca gazı sıcaklığına ulaşıncaya kadar değiştirilmiştir. Yapılan hesaplarda duman gazında büyük bir orana sahip olan N_2 gazının fiziksel özellikleri kullanılmıştır (Ek 6).

F-1 Bölgesinde :

Buharlaştırıcı kangal olarak adlandırılan ocak bölgesinden çıkan gazların ilk temas ettiği ve buhar çıkışının olduğu bu bölgede iç içe geçmiş spiral tek borudan oluşan bir serpantin kullanılmıştır.

Ocak sıcaklığı $T_F = 950^\circ\text{C}$ ve 1 bölgesi sıcaklığı $T_1 = 468^\circ\text{C}$ olduğu kabulü ile Ek 2’den;

$$\dot{I}_F = 342,53 \text{ Kcal/Nm}^3$$

$$\dot{I}_1 = 162,70 \text{ Kcal/Nm}^3 \text{ olarak okunur.}$$

Bu bölgede T_b buhar sıcaklığında bir değişme olmadığından;

$$T_b = 184^\circ\text{C}$$

Gaz tarafı h_k konveksiyon ısı transfer katsayısının bulunması:

F-1 bölgesinde gazların boru demetine dik akışı söz konusu olduğundan;

$$Nu = A.Re^a .Pr_f^{0,36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (\text{Onat vd., 1998}) \quad (5.13)$$

Akışkan özellikleri T_f film sıcaklığında alınmak üzere;

$$F-1 \text{ bölgesindeki ortalama gaz sıcaklığı } T_{m F-1} = (950+468)/2 = 709 \text{ }^\circ\text{C}$$

Boru cidar sıcaklığı $T_w = 220 \text{ }^\circ\text{C}$ kabulü ile;

$$T_f = (709 + 220)/2 = 464,5 \text{ }^\circ\text{C için Ek 6’dan}$$

$$Pr_f = 0,691$$

$Pr_w = 0,684$ olarak okunur.

F-1 bölümü 3 adet iç içe geçmiş $D_1 = 0,313$ m, $D_2 = 0,473$ m, $D_3 = 0,633$ m sarım çaplı 7,8,9 sıra spiral borudan oluşmuştur. Spiral borular arasında 3 cm boşluk bırakılmıştır. Bu bilgilerden yola çıkarak F-1 bölgesindeki etkin çap d_e ;

$$d_e = \frac{4 \times S}{P} \quad (5.14)$$

$$\text{Duman gazının geçtiği kesit alanı } S_{F-1} = \frac{\pi \times 0,69^2}{4} - (\pi \times 0,051)(0,313 + 0,473 + 0,633)$$

$$S_{F-1} = 0,151 \text{ m}^2$$

$$\text{Islak çevre } p = \pi \times (0,313 + 0,473 + 0,633)$$

$$p = 4,45 \text{ m}$$

(5.14) eşitliği yardımıyla $d_e = 0,115$ m olarak bulunur.

$$Re = \frac{\rho \times v_{F-1} \times d_e}{\mu} \quad (5.15)$$

$$\rho = 0,493 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,0000321 \text{ kg/ms}$$

Sayfa 35'ten duman gazı debisi $V'_g = 0,235 \text{ Nm}^3/\text{s}$ olarak, F-1 bölgesindeki gaz hızı v_{F-1} ;

$$v_{F-1} = \left(V'_g \times \frac{T_{mF-1} + 273}{273} \right) / S_{F-1} \quad (5.16)$$

$$v_{F-1} = \left(0,235 \times \frac{709 + 273}{273} \right) / 0,151$$

$$v_{F-1} = 5.64 \text{ m/s}$$

Yukarıdaki değerlerden ve (5.15) eşitliği yardımıyla $Re = 10035,27$ olarak bulunur.

Çizelge 5.4 (5.13) eşitliğindeki A ve a değerleri (Onat vd., 1998)

Reynolds sayısı	Düz sıralı düzenleme		Çapraz sıralı düzenleme	
	A	a	A	a
$Re_d < 10^3$	0,52	0,5	0,6	0,5
$10^3 < Re_d < 3 \cdot 10^5$	0,27	0,63	0,4	0,6
$Re_d > 3 \cdot 10^5$	0,02	0,84	0,021	0,84

A ve a değerleri Çizelge 5.4'ten alınmak üzere (5.13) eşitliği yardımıyla;

$$Nu = 0,27 \times 10035,27^{0,63} \times 0,688^{0,36} \times \left(\frac{0,688}{0,73} \right)^{0,25}$$

$Nu = 78,63$ olur.

$$Nu = \frac{h_k d_e}{\lambda} \quad (5.17)$$

Ek 6'dan $\lambda = 0,044$ Kcal/mh°C olarak ve (5.17) kullanılarak;

$$h_k = \frac{0,044 \times 78,63}{0,115}$$

$h_k = 29,87$ Kcal/m²h°C olarak bulunur.

h_r radyasyon ısı transfer katsayısının bulunması:

F-1 bölgesinde duman gazlarının eşdeğer tabaka kalınlığı L_e ;

$$L_e = \frac{4 \times V_{F-1}}{A_{F-1}} \quad (\text{Onat vd., 1998}) \quad (5.18)$$

V_{F-1} ve A_{F-1} sırası ile gaz hacmi ve gazın temas ettiği yüzeydir.

Ortalama 8 sarımdan oluşan F-1 bölgesi yaklaşık uzunluğu = $8 \times 0,051 = 0,40$ m (Ek 10)

$$V_{F-1} = S_{F-1} \times 0,40$$

$$V_{F-1} = 0,06 \text{ m}^3$$

7,8 ve 9 sarım sayılı üç serpantinden oluşan F-1 bölgesinde toplam taşınım yüzeyi A_{F-1} ;

$$A_{F-1} = (\pi \times 0,69) \times 8 \times (\pi \times 0,051) + (\pi \times 0,633) \times 8 \times (\pi \times 0,051) + (\pi \times 0,473) \times 7 \times (\pi \times 0,051) + (\pi \times 0,313) \times 6 \times (\pi \times 0,051) \quad (5.19)$$

$$A_{F-1} = 8,99 \text{ m}^2$$

(5.18) eşitliği yardımı ile $L_e = 0,026$ m

CO₂ gazının kısmi basıncı $P_{CO_2} = 0,089$ bar (Bölüm 5.1.4'den gazın hacimsel oranına eşit olarak alınmıştır.) (Onat vd., 1998)

H₂O gazının kısmi basıncı $P_{H_2O} = 0,17$ bar (Bölüm 5.1.4'den gazın hacimsel oranına eşit olarak alınmıştır.)

$$P_{CO_2} L_e = 0,231 \text{ bar cm}$$

$$P_{H_2O} L_e = 0,44 \text{ bar cm}$$

Yukarıdaki değerler yardımı ile Ek 4 ve Ek 5'ten q_{CO_2} ve q_{H_2O} gaz ışınlama miktarları;

$$q_{CO_2} = 1800 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

$$q_{H_2O} = 950 \text{ kcal/m}^2\text{h} \text{ olarak okunur.}$$

$$h_r = \frac{q_{CO_2} + q_{H_2O}}{\Delta T} \quad (5.20)$$

ΔT duman gazı ile cidar arasında aritmetik sıcaklık farkı olarak alınmıştır. (Onat vd., 1998)

$$\Delta T = T_{mF-1} - T_w \quad (5.21)$$

$$\Delta T = 709 - 220 = 489^\circ C$$

$$(5.20) \text{ eşitliği yardımı ile } h_r = \frac{1800 + 950}{489}$$

$h_r = 5,61 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ C$ olarak bulunur.

Helisel boru içinde konveksiyon ısı transfer katsayısı α_h 'nin hesabı:

Boru içindeki konveksiyon ısı transfer katsayısı hesabında homojen akım modeli kabulü yapılmıştır. Bu akım modeli ile Ek 8'den 11 bar $184^\circ C$ 'deki buhar-sıvı fazındaki akışkanın fiziksel özelliklerinin ortalaması ile boru içi akışta giriş -çıkış kuruluk derecesinin ortalama değeri alınmıştır.

$$x_g = 0 \text{ (Jeneratör girişinde kuruluk derecesi)}$$

$$x_\varphi = 0,95 \text{ (Jeneratör çıkışında kuruluk derecesi)}$$

$$\rho_g = 886 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_\varphi = 5,15 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{ort} = (\rho_g + \rho_\varphi)/2 = 446,06 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_g = 0,000149 \text{ kg/ms}$$

$$\mu_\varphi = 0,000015 \text{ kg/ms}$$

$$\mu_{ort} = (\mu_g + \mu_\varphi)/2 = 0,000082 \text{ kg/ms}$$

$$\lambda_g = 0,000676 \text{ kW/m}^\circ C$$

$$\lambda_\varphi = 0,0000341 \text{ kW/m}^\circ C$$

$$\lambda_{ort} = (\lambda_g + \lambda_\varphi)/2 = 0,000355 \text{ kW/m}^\circ C = 0,305 \text{ kcal/hm}^\circ C$$

$$Pr = 1,06$$

$$m = 1000 \text{ kg/h}$$

Boru iç çapı $d_i = 0,045 \text{ m}$ olmak üzere;

$$v = ((1000 \text{ kg/h} / 446,06 \text{ kg/m}^3) / (\pi \times 0,045^2/4)) / 3600$$

$$v = 0,38 \text{ m/s}$$

$$(5.15) \text{ eşitliği yardımı ile } Re = \frac{446,06 \times 0,38 \times 0,045}{0,000082}$$

$Re = 93019,82$ olarak bulunur.

Düz boru içi akışta;

$$Nu = 0,023 Re^{(0,8)} Pr^{(0,3)} \text{ (Kakaç, 1998)}$$

(5.22)

$$Nu = 0,023 \times 93019,82^{(0,8)} 1,06^{(0,3)}$$

$$Nu = 220,89$$

$$(5.17) \text{ eşitliği ile düz boru içi akış için konveksiyon ısı transfer katsayısı } \alpha = \frac{0,305 \times 220,89}{0,045}$$

$\alpha = 1497,14 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$ olarak bulunur.

Helisel şekilde sarılmış borularda konveksiyon ısı transfer katsayısı α_h ;

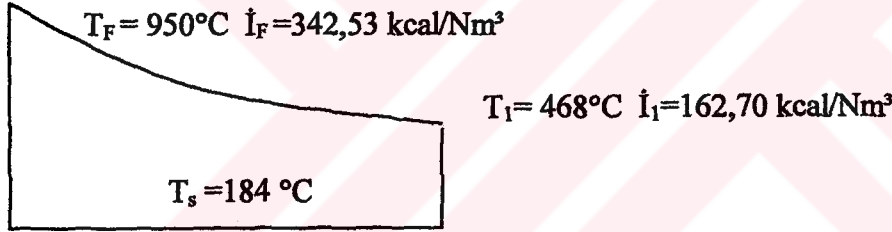
$$\alpha_h = \alpha \times \left(1 + 3,54 \times \frac{d}{D} \right) \quad (\text{Onat vd., 1998}) \quad (5.23)$$

D (serpantin sarım çapı) = 0,473 m (F-1 bölgesindeki boruların ortalama sarım çapı olarak alınmıştır.)

$$(5.23) \text{ eşitliği yardımı ile } \alpha_h = 1497,14 \times \left(1 + 3,54 \times \frac{0,045}{0,473} \right)$$

$\alpha_h = 2001,35 \text{ kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanır.

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı ΔT_m ;



$$\Delta T_1 = 950^{\circ}\text{C} - 184^{\circ}\text{C} = 766^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 468^{\circ}\text{C} - 184^{\circ}\text{C} = 284^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (5.24)$$

$$\Delta T_m = \frac{766 - 284}{\ln \frac{766}{284}}$$

$$\Delta T_m = 485,64^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Toplam ısı transfer katsayısı } K = \frac{1}{\frac{1}{h_k + h_r} + \frac{1}{\alpha_h}} \quad (5.25)$$

$$\text{Denklem 5.25'ten } K = \frac{1}{\frac{1}{29,87 + 5,61} + \frac{1}{2001,35}}$$

$$K = 34,85 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Dumangazı debisi V'_g ;

$$V'_g = (V_g \times B_h) / 3600 \quad (5.26)$$

$$V'_g = (11,84 \times 71,52) / 3600$$

$$V'_g = 0,235 \text{ Nm}^3/\text{s}$$

F-1 bölgesinde taşınım yüzeyi $A_{F-1} = 8,99 \text{ m}^2$ olarak bulunmuştur.

F-1 bölgesinde duman gazındaki entalpi düşümü $\Delta \dot{I}_{gF-1}$;

$$\Delta \dot{I}_{F-1} = \frac{K \times A_{F-1} \times \Delta T_m}{V'_g} / 3600 \quad [\text{kcal/Nm}^3] \quad (\text{Onat vd., 1998}) \quad (5.27)$$

$$\Delta \dot{I}_{F-1} = \frac{34,85 \times 8,99 \times 485,64}{0,235} / 3600$$

$\Delta \dot{I}_{F-1} = 179,70 \text{ kcal/Nm}^3$ olarak bulunur.

$$\dot{I}_1 = \dot{I}_{gF} - \Delta \dot{I}_{gF-1}$$

$$\dot{I}_1 = 342,53 - 179,70$$

$$\dot{I}_1 = 162,83 \text{ kcal/Nm}^3$$

Bulunan bu entalpiye karşılık gelen sıcaklık yaklaşık olarak Ek 2'den başlangıçta seçilen 468 °C'a yakın bir değere denk geldiğinden herhangi bir düzeltmeye gerek yoktur.

1-2 Bölgesinde;

1-2 bölgesini, ocak boyutlandırmasında ve F-1 bölgesinde elde edilen $35 + 9 = 44$ ve dış serpantinindeki 54 sarım boru oluşturmaktadır.

Gaz tarafı h_k konveksiyon ısı transfer katsayısının bulunması :

1-2 bölgesinde gazlar iki boru arasında halkasal bölgede hareket etmektedir. Dış sarım borusu ile iç sarım borusu arasında 5 cm mesafe bırakılmıştır. Bu bilgilerden yola çıkarak;

$$\text{Halkasal bölge etkin çapı } d_e = D_{dış} - D_{iç} \quad (5.28)$$

$$d_e = 0,10 \text{ m}$$

$$L_{1-2} = 44 \times 0,051$$

$$L_{1-2} = 2,24 \text{ m}$$

$L_{1-2}/d_e = 22,4$ küçük kabul edilebilir bir değer olduğundan iki boru arasında aşağıdaki eşitlik yazılabilir (Kakaç, 1998).

$$St_m Pr_m^{(2/3)} \left(\frac{\mu_w}{\mu_m} \right)^{0,14} = \frac{0,023(1 + 2,3d_e/L)}{\left(\frac{d_e v_{1-2}}{\nu_m} \right)^{0,2}} \quad (5.29)$$

$$\text{Duman gazının akış kesiti } S_{1-2} = \pi \times (0,89^2 - 0,79^2) / 4$$

$$S_{1-2} = 0,13 \text{ m}^2$$

1-2 bölgesinden çıkış sıcaklığı olarak kabul edilen $263 \text{ }^\circ\text{C}$ için $T_{m\ 1-2} = (468+263)/2 = 365,5^\circ\text{C}$ olur. (5.16) eşitliği yardımı ile $v_{1-2} = 4,16 \text{ m/s}$ olarak bulunur.

Ek 6'dan;

$$\mu_w = 0,0000257 \text{ kg/ms}$$

$$\mu_m = 0,0000291 \text{ kg/ms}$$

$$Pr_m = 0,686$$

$$\nu_m = 0,0000511 \text{ m}^2/\text{s} \text{ olarak okunur.}$$

(5.29) eşitliği yardımı ile yukarıdaki değerlerden $St_m = 0,0054$ olarak bulunur.

$$St_m = \frac{h_k}{\rho \cdot c_p \cdot v_{1-2}} \quad (\text{Kakaç, 1998}) \quad (5.30)$$

$$\rho = 0,569 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1046 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

Denklem (5.30)'dan; $h_k = 0,0053 \times 0,569 \times 1046 \times 4,16$

$h_k = 13,94 \text{ W/m}^2\text{K} = 11,99 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ olarak hesaplanır.

h_r radyasyon ısı transfer katsayısının bulunması

V_{1-2} ve A_{1-2} sırası ile 1-2 bölgesinde gazın doldurduğu hacim ve temas ettiği yüzey alanı olarak;

$$V_{1-2} = S_{1-2} \times L_{1-2}$$

$$V_{1-2} = 0,13 \times 2,24 = 0,29 \text{ m}^3$$

$$A_{1-2} = [\pi \times 0,79 \times \pi \times 0,051/2] \times 44 + [\pi \times 0,89 \times \pi \times 0,051/2] \times 54$$

$$A_{1-2} = 18,82 \text{ m}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

(5.18) eşitliği yardımı ile duman gazlarının eşdeğer tabaka kalınlığı $L_e = 0,061 \text{ m}$ olarak hesaplanır.

Daha önceden de bulunduğu gibi $P_{\text{CO}_2} = 0,089 \text{ bar}$ $P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,17 \text{ bar}$ olduğundan;

$$P_{\text{CO}_2} L_e = 0,089 \times 0,061 \times 100 = 0,54 \text{ bar cm}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} L_e = 0,17 \times 0,061 \times 100 = 1,03 \text{ bar cm}$$

Ek 4 ve Ek 5'ten gaz ışımasını miktarları;

$$q_{\text{CO}_2} = 490 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = 900 \text{ kcal/m}^2\text{h} \text{ olarak okunur.}$$

$$\text{Aritmetik sıcaklık farkı } \Delta T = T_{m\ 1-2} - T_w$$

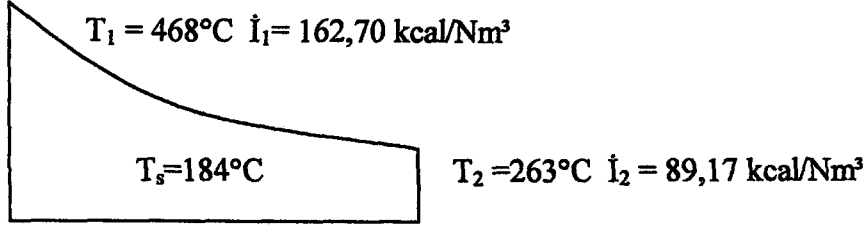
$$\Delta T = 365,5 - 220 = 145,5$$

(5.20) eşitliği yardımı ile $h_r = 9,39 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

$$\text{Denklem 5.25'ten } K = \frac{1}{\frac{1}{11,99 + 9,39} + \frac{1}{2001,35}}$$

$$K = 21,18 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$A_{1-2} = 18,82 \text{ m}^2$$



(5.24) eşitliği yardımı ile $\Delta T_m = 160,06 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

$$\text{Denklem (5.27)'den duman gazındaki entalpi düşümü } \Delta \dot{I}_{1,2} = \frac{21,18 \times 18,82 \times 160,06}{0,235} / 3600$$

$$\Delta \dot{I}_{1,2} = 75,39 \text{ kcal/Nm}^3$$

$$\dot{I}_2 = \dot{I}_{g1} - \Delta \dot{I}_{g1-2}$$

$$\dot{I}_1 = 162,70 - 75,39$$

$$\dot{I}_1 = 87,31 \text{ kcal/Nm}^3$$

Bulunun bu entalpiye karşılık gelen sıcaklık yaklaşık olarak Ek 2'den başlangıçta seçilen $263 \text{ }^\circ\text{C}$ 'a yakın bir değere denk geldiğinden herhangi bir düzeltmeye gerek yoktur.

2-3 Bölgesinde :

Buhar jeneratöründe dış serpantin ile zarf arasında kalan bölge olan 2-3 bölgesinde gazlar taşınım yüzeylerinde son geçişlerini yaparak bacadan çıkmaktadırlar. Bu bölgede dış serpantin sarım sayısı 54 olup kullanılan boru çapı 42-2,3 mm'dir.

Gaz tarafı h_k konveksiyon ısı transfer katsayısının bulunması :

2-3 bölgesinde de 1-2 bölgesi gibi, gazlar iki boru arasında halkasal bölgede hareket etmektedir. Zarf ile dış serpantin arasında 5 cm mesafe bırakılmıştır. Bu bilgilerden yola çıkarak (5.28) eşitliği yardımı ile;

$$d_e = 1,05 - 0,97$$

$$d_e = 0,08 \text{ m}$$

$$L = 54 \times 0,042$$

$$L = 2,26 \text{ m}$$

$L/d_e = 28,25$ küçük kabul edilebilir bir değer olduğundan iki boru arasında (5.29) eşitliği

kullanılabilir.

$$\text{Gazın akış kesiti } S_{2-3} = \pi \times (1,05^2 - 0,97^2) / 4$$

$$S_{2-3} = 0,126 \text{ m}^2$$

$$\text{2-3 bölgesinden çıkış sıcaklığı olarak kabul edilen } 226 \text{ }^\circ\text{C için } T_{m2-3} = (263+226)/2 = 244,5^\circ\text{C}$$

2-3 bölgesindeki gaz hızı v_{2-3} (5.16) eşitliği yardımı ile $v_{2-3} = 3,49 \text{ m/s}$ olarak bulunur.

Ek 6'dan;

$$\mu_w = 0,0000262 \text{ kg/ms}$$

$$\mu_m = 0,0000257 \text{ kg/ms}$$

$$Pr_m = 0,684$$

$$v_m = 0,0000376 \text{ m}^2/\text{s} \text{ olarak okunur.}$$

Yukarıdaki değerlerden (5.29) eşitliği yardımı ile $St_m = 0,0055$ olarak bulunur.

$$\rho = 0,682 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1056 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

$$(5.30)' \text{ eşitliğinden } h_k = 0,0055 \times 0,682 \times 1056 \times 3,49$$

$$h_k = 13,73 \text{ W/m}^2\text{K} = 11,81 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \text{ olarak hesaplanır.}$$

2-3 bölgesinde ortalama gaz sıcaklığı düşük bir değere sahip olduğundan bu bölgede gaz ışınımı ile ortaya çıkan ısı transfer katsayısı ihmal edilmiştir.

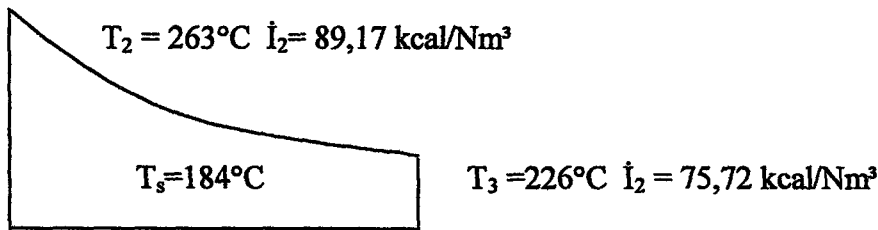
$$A_{2-3} = [\pi \times 0,97 \times \pi \times 0,042/2] \times 54$$

$$A_{2-3} = 11,02 \text{ m}^2 \text{ bulunur.}$$

$$\text{Denklem 5.25'ten } K = \frac{1}{\frac{1}{11,81+0} + \frac{1}{2001,35}}$$

$$K = 11,73 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$A_{2-3} = 11,02 \text{ m}^2$$



(5.24) eşitliği yardımı ile $\Delta T_m = 87,44 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

$$\text{Denklem 5.27'den duman gazındaki entalpi düşümü } \Delta \dot{I}_{2-3} = \frac{11,73 \times 11,02 \times 87,44}{0,235} / 3600$$

$$\Delta \dot{I}_{2-3} = 12,1 \text{ kcal/Nm}^3 \text{ olarak bulunur.}$$

$$\dot{I}_3 = \dot{I}_2 - \Delta \dot{I}_{2-3}$$

$$\dot{I}_3 = 89,17 - 12,1$$

$$\dot{I}_{g3} = 77,07 \text{ kcal/Nm}^3$$

Bulunan bu entalpiye karşılık gelen sıcaklık yaklaşık olarak Ek 2'den başlangıçta seçilen 226 °C'a yakın bir değere denk geldiğinden herhangi bir düzeltmeye gerek yoktur.

5.5 Ocak Sıcaklığının Kontrolü

Ocak sıcaklığının kontrolü; adyabatik ocak sıcaklığından yola çıkarak, seçilen ocak sıcaklıkları ile oluşan radyasyonla ısı transferi miktarı grafiğinin aynı ocak sıcaklıkları için boru yüzeyine transfer edilen ısı miktarı grafiği ile kesişimiyle belirlenmiştir (Ek 7).

Adyabatik ocak sıcaklığında duman gazı entalpisi \dot{I}_{Fo} ;

$$\dot{I}_{Fo} = (1 - Z_e) \times H_u / V_g + \dot{I}_{Tu} \quad (5.31)$$

$$Z_e = 0,005 \text{ olarak (5.28) eşitliğinden } \dot{I}_{Fo} = (1 - 0,005) \times 8852,2 / 11,84 + 8,19$$

$$\dot{I}_{Fo} = 752,1 \text{ Kcal/Nm}^3 \text{ olarak bulunur.}$$

Ek 2'den adyabatik ocak sıcaklığı $T_{Fo} = 1916^\circ\text{C}$ olarak okunur.

Gasların adyabatik alev sıcaklığından ocak sıcaklığına düşmesi sonucu ocakta aktarılan radyasyonla ısı transferi miktar Q_{r1} ;

$$Q_{r1} = B_h \times (\dot{I}_{Fo} - \dot{I}_F) \times (1 - Z_w) \quad (5.32)$$

$$B_h = 71,52 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$\dot{I}_{Fo} = 752,1 \text{ Kcal/Nm}^3$$

$$Z_w = 0,02$$

Seçilen ocak sıcaklıkları için Ek 2 yardımıyla ve Denklem 5.32'den;

$$T_F = 800^\circ\text{C}, \dot{I}_F = 285,53 \text{ Kcal/Nm}^3, Q_{r1(800^\circ\text{C})} = 385624,2 \text{ Kcal/h}$$

$$T_F = 1000^\circ\text{C}, \dot{I}_F = 364,80 \text{ Kcal/Nm}^3, Q_{r1(1000^\circ\text{C})} = 320110,7 \text{ Kcal/h}$$

$$T_F = 1200^\circ\text{C}, \dot{I}_F = 446,80 \text{ Kcal/Nm}^3, Q_{r1(1200^\circ\text{C})} = 252334,2 \text{ Kcal/h}$$

Ocakta boru yüzeyine transfer edilen radyasyonla ısı transferi miktarı Q_{r2} ;

$$Q_{r2} = c \times A_r \times \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (5.33)$$

$$T_1 = T_F + 273$$

$$T_2 = T_w + 273 + 40$$

Radyasyon sabiti $c = 2,5 \text{ kcal/m}^2\text{hK}^4$ (gaz yakıt için)

Ocak içinde alevin gördüğü yüzey 35 adet iç sarım borusu ve iç içe geçmiş 0,313, 0,473, 0,633 m sarım çaplı buharlaştırıcı serpantin ilk sıradaki borularından oluşmaktadır (Ek 10).

Radyasyonla ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanı A_r ;

$$A_r = \pi \times 0,69 \times (\pi \times 0,051/2) \times 35 + \pi \times 0,313 \times (\pi \times 0,051/2) + \pi \times 0,473 \times (\pi \times 0,051/2) + \pi \times 0,633 \times (\pi \times 0,051/2)$$

$A_r = 6,32 \text{ m}^2$ olarak bulunur.

Seçilen ocak sıcaklıklarına göre T_1 ve T_2 sıcaklıkları bulunarak Denklem 5.33'ten;

$$T_F = 800^\circ\text{C}, T_1 = 1073 \text{ K}, T_2 = 497 \text{ K}, Q_{r2(800^\circ\text{C})} = 199891,6 \text{ Kcal/h}$$

$$T_F = 1000^\circ\text{C}, T_1 = 1273 \text{ K}, T_2 = 497 \text{ K}, Q_{r2(1000^\circ\text{C})} = 405475,5 \text{ Kcal/h}$$

$$T_F = 1200^\circ\text{C}, T_1 = 1473 \text{ K}, T_2 = 497 \text{ K}, Q_{r2(1200^\circ\text{C})} = 734523,7 \text{ Kcal/h}$$

Bulunan bu sonuçlar ile ocak sıcaklığının belirlenmesine ait grafik Ek 7'de görülmektedir.

Grafikten okunan ocak sıcaklığı baştan seçilen $T_F = 950^\circ\text{C}$ 'a eşit olduğundan seçilen ocak sıcaklığı uygundur.

5.6 Ocak Yükünün Kontrolü

Yanma sonucu ortaya çıkan alev in ocağı tamamen kapladığı düşünülerek alev hacmi ocak hacmine eşit kabul edilmiştir.

$$\text{Bölüm 5.4'ten ocak hacmi } V_F = (\pi \times D_F^2 / 4) \times 1,85 = 0,69 \text{ m}^3$$

$$\text{Ocak yükü } q_F = \frac{B_h \times H_u}{V_F} \quad (5.34)$$

$$q_F = \frac{71,52 \times 8852,2}{0,69}$$

$$q_F = 917549,77 \text{ Kcal/m}^3\text{h}$$

$600000 < q_F < 1200000$ olduğundan ocak yükü uygundur.

5.7 Su Tarafı Basınç Kayıplarının Hesabı

Helisel borulu ısı değiştiricisi ünitesinden oluşan buhar jeneratöründe besî suyu dıştaki küçük çaplı borudan girmekte, iç taraftaki spiral boru demetinden buharlaşarak çıkmaktadır. Buhar jeneratöründe dizayn aşamasında prosesteki işleyişi sırasında su-buhar fazındaki basınç düşümünün belirlenmesi sistemin pompa basıncının tayininde önemli rol oynamaktadır.

$$x_g = 0$$

$$x_v = 0,95$$

$$\rho_g = 886,52 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_v = 5,146 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{ort} = 446,06 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_g = 0,000149 \text{ kg/ms}$$

$$\mu_f = 0,00015 \text{ kg/ms}$$

$$\mu_{ort} = 0,000082 \text{ kg/ms}$$

$$m = 1000 \text{ kg/h}$$

Boru iç çapı $d_{iç} = 0,037 \text{ m}$ olmak üzere dış serpantinindeki akışkan hızı v ;

$$v = ((m/\rho)/3600)/(\pi \times d_i^2/4) \quad (5.35)$$

$$v = ((1000/886,52)/3600)/(\pi \times 0,037^2/4)$$

$$v = 0,28 \text{ m/s olur.}$$

Denklem 5.15'ten;

$$Re = \frac{886,52 \times 0,037 \times 0,28}{0,000149}$$

$Re = 64118,48 > 2300$ olduğundan akım türbülanslıdır (Onat vd., 1998)

Türbülanslı akımlarda helisel borularda sürtünme katsayısı f_c ;

$$f_c = 1,216 Re^{-0,25} + 0,116 \left(\frac{d}{D} \right)^{0,5} \quad (\text{Liejin vd., 2001}) \quad (5.36)$$

$D = 0,89 \text{ m}$ dış serpantin sarım çapı olmak üzere Denklem 5.36'ten;

$$f_c = 1,216 \times 64118,48^{-0,25} + 0,116 \times \left(\frac{0,037}{0,89} \right)^{0,5}$$

$$f_c = 0,1 \text{ bulunur.}$$

$n = 54$ dış serpantin sarım sayısı olmak üzere tek faz sıvı durumunda helisel boruda basınç düşümü ΔP_{sp} ;

$$\Delta P_{sp} = \frac{f_c \times n \times \pi \times D \times \rho \times v^2}{4 \times d \times 2} \quad (\text{Liejin vd., 2001}) \quad (5.37)$$

Dış serpantinindeki tek faz basınç düşümü $\Delta P_{sp1} = 3463,6 \text{ Pa}$ olarak (5.37) eşitliği yardımı ile bulunur.

$n = 44$ adet sarım sayısı ve $D = 0,69 \text{ m}$ sarım çapına sahip $0,045 \text{ m}$ iç çaplı iç serpantinindeki tek faz basınç düşümü ΔP_{sp2} 'in hesabında;

(5.35) eşitliği yardımı ile $v = 0,19 \text{ m/s}$ bulunur.

Daha önceki hesaplara benzer bir şekilde (5.15) eşitliğinden $Re = 53621,2,2$, (5.36) eşitliğinden $f_c = 0,11$ olarak bulunur.

$\Delta P_{sp2} = 928,61 \text{ Pa}$ olarak (5.37) eşitliği yardımı ile hesaplanır.

Buhar jeneratörü içinde toplam tek faz basınç düşümü ΔP_{sp} ;

$$\Delta P_{sp} = \Delta P_{sp1} + \Delta P_{sp2} = 3463,6 + 928,61$$

$$\Delta P_{sp} = 4392,22 \text{ Pa}$$

Şekil 5.1'de helisel borulu ısı değiştiricisine ait dört ayrı pozisyon için iki faz basınç düşümü sürtünme çarpanı grafikleri görülmektedir.

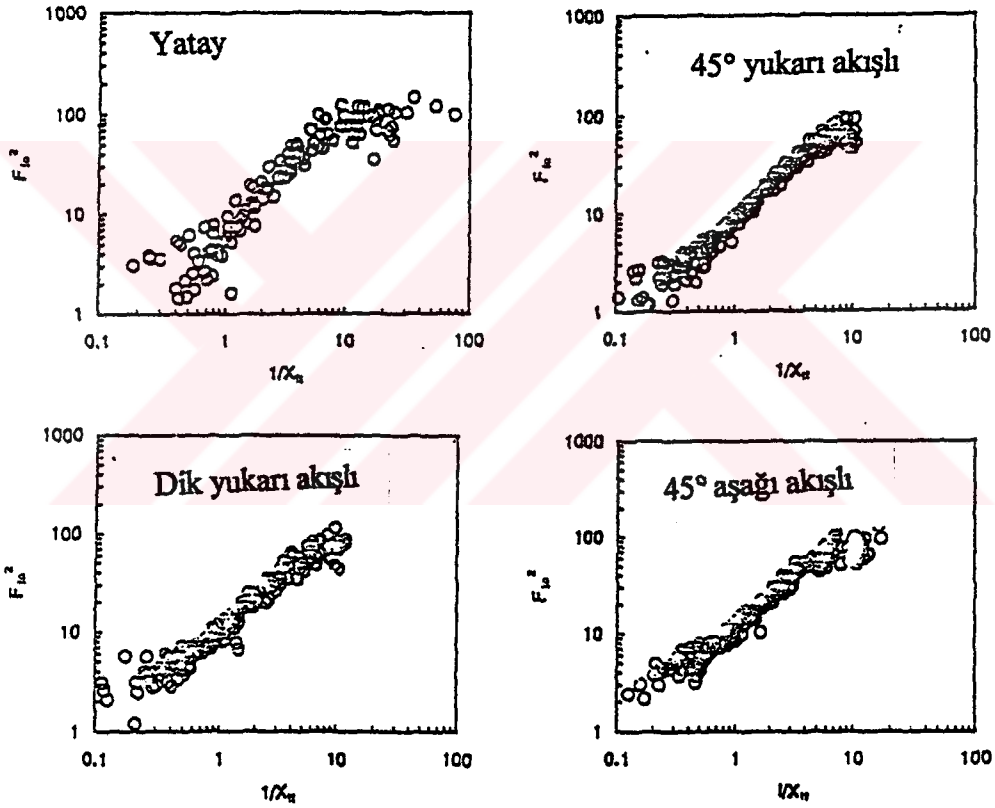
X_{tt} Martinelli parametresi olarak;

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0,1} \quad (5.38)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-0,47}{0,47} \right)^{0,9} \left(\frac{5,15}{886,52} \right)^{0,5} \left(\frac{0,000015}{0,0000149} \right)^{0,1}$$

$$X_{tt} = 0,085$$

$$1/X_{tt} = 11,76$$



Şekil 5.1 Değişik pozisyonlar için helisel borulu ısı değiştiricilerde iki faz basınç düşümü çarpanı (İnt. Journal of Heat and Mass Transfer, 2001)

F_{10}^2 iki faz basınç düşümü çarpanı Şekil 5.1'den yatay pozisyon için yaklaşık olarak $F_{10}^2 = 80$ okunur. ΔP_{tp} helisel borularda iki fazlı akımda basınç düşümü;

$$F_{10}^2 = \frac{\Delta P_{tp}}{\Delta P_{sp}} \quad (\text{İnt. Journal of Heat and Mass Transfer, 2001}) \quad (5.39)$$

$$80 = \frac{\Delta P_{tp}}{4392,22}$$

$$\Delta P_{tp} = 351377,9 \text{ Pa}$$

$\Delta P_{tp} = 3,51$ bar olarak hesaplanır.

İşletme basıncı $P = 11$ bar olarak seçilecek pompadaki minimum basınç P_{min} ;

$$P_{min} = P + \Delta P_{tp} \quad (5.40)$$

$$P_{min} = 11 + 3,51 = 14,51 \text{ bar olarak bulunur.}$$

5.8 Gaz Tarafı Yük Kayıplarının Hesabı

Buhar jeneratörü içinde gaz tarafı yük kayıpları taşınım yüzeylerinin hesabında ayrılan bölümlerde ayrı ayrı hesaplanmıştır ve toplam yük kaybı bulunmuştur.

F-1 Bölgesinde;

F-1 bölgesinde borular düz sıralı bir şekilde akışa dik olarak dizilmiştir.

Bölüm 5.4'ten;

$$v_{F-1} = 5,64 \text{ m/s}$$

$$\rho = 0,493 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,0000321 \text{ kg/ms}$$

$$d_e = 0,115 \text{ m}$$

Denklem 5.15'ten $Re = 9961,36$ olarak bulunur.

n sıralı boru demetine dik akışta yük kaybı;

$$\Delta P_{F-1} = \zeta \times n \times \rho \times \frac{v_{F-1}^2}{2} \quad (\text{Onat vd., 1998}) \quad (5.41)$$

Arka arkaya iki boru arası mesafe $s_1 = 0,051 \text{ m}$

Düz sıralı iç içe geçmiş borular arası mesafe $s_2 = 0,051 + 0,03 = 0,081 \text{ m}$ ve $d_d = 0,051 \text{ m}$

olmak üzere $\frac{s_1}{d_d} = \frac{0,051}{0,051} = 1$, $\frac{s_2}{d_d} = \frac{0,081}{0,051} = 1,58$ için Ek 9'dan $\zeta = 0,75$ okunur.

$$(5.41) \text{ eşitliğinden } \Delta P_{F-1} = 0,75 \times 8 \times 0,493 \times \frac{5,64^2}{2}$$

$$\Delta P_{F-1} = 47,04 \text{ Pa olarak bulunur.}$$

1-2 Bölgesinde;

1-2 Bölgesi daha önceki bölümlerde de belirtildiği gibi halkasal bölgede boru içi akış gibi kabul edilmiştir. Buradan yola çıkarak atmosferik basınçta hava ve duman gazı için;

$$\Delta P_{1-2} = 0,27 \frac{v_0^{1,852} T}{d_e^{1,269}} Lz \quad (\text{Onat vd., 1998}) \quad (5.42)$$

Normal şartlardaki gaz hızı $v_0 = (0,235\text{Nm}^3/\text{s}) / (0,13 \text{ m}^2)$

$$v_0 = 1,30 \text{ m/s}$$

Bölüm 5.4'ten;

$$d_e = 0,10 \text{ m} = 100 \text{ mm}$$

$$T_{m1-2} = 638,5 \text{ K}$$

$$L = 2,24 \text{ m}$$

$z = 2$ (kirlilik katsayısı) (Onat vd., 1998)

$$(5.42) \text{ eşitliğinden } \Delta P_{1-2} = 0,27 \times \frac{1,30^{1,852} \times 638,5}{100^{1,269}} \times 2,24 \times 2$$

$\Delta P_{1-2} = 3,65 \text{ Pa}$ olarak bulunur.

2-3 Bölgesinde;

2-3 bölgesi de 1-2 bölgesi gibi halkasal boru içi akış olarak kabul edilmiştir.

$$v_0 = (0,235\text{Nm}^3/\text{s}) / (0,126 \text{ m}^2)$$

$$v_0 = 1,86 \text{ m/s}$$

$$d_e = 0,08 \text{ m}$$

$$T_{m2-3} = 517,5 \text{ K}$$

$$L = 2,12 \text{ m}$$

(5.42) eşitliği yardımı ile $\Delta P_{2-3} = 7,19 \text{ Pa}$ olarak bulunur.

Yerel Kayıplar;

Jeneratör içinde gazların yön değiştirmesinden ve kesit değişikliğinden dolayı yerel kayıplar oluşmaktadır. F-1 bölgesini geçen gazlar ani genişlemekte, 2. geçiş için 180° dönüş yaparak ani kesit daralmasına uğramaktadır (Ek 10).

Kesit genişlemesinden dolayı;

$$H_L = \zeta \frac{v_2^2}{2 \times g} \quad (\text{Onat vd., 1998}) \quad (5.43)$$

$$\text{Yerel kayıp katsayısı } \xi = (1 - S_1/S_2)^2 \quad (5.44)$$

Bölüm 5.4'ten $S_{F-1} = 0,151 \text{ m}^2$ genişleme öncesi, $S_1 = \pi \times 0,89^2 / 4 = 0,622 \text{ m}^2$ genişleme sonrası kesitler olmak üzere;

$$(5.44)'ten \xi = (1 - 0,151/0,622)^2$$

$$\xi = 0,57$$

$T = 468^\circ\text{C}$ için Ek 6'dan;

$$\rho = 0,493 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Bölüm 5.4'ten $v_2 = 5,64 \text{ m/s}$

(5.43) eşitliği yardımı ile

$$H_L = 0,57 \times \frac{5,64^2}{2 \times 9,81}$$

$H_L = 0,92$ m olur.

$$\Delta P_1 = \rho \times g \times H_L \quad (5.45)$$

$$\Delta P_1 = 0,493 \times 9,81 \times 0,92$$

$\Delta P_1 = 4,44$ Pa olarak bulunur.

$$180^\circ \text{ dönüş için yerel kayıp } H_L = \frac{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2}{2g} \quad (\text{Onat vd., 1998}) \quad (5.46)$$

v_1 dönüş öncesi , v_2 dönüş ortasındaki, v_3 dönüş sonrası hızlar olmak üzere Bölüm 5.4'ten;

$$v_1 = 5,64 \text{ m/s}$$

$$v_3 = 4,16 \text{ m/s}$$

$$v_2 = (v_1 + v_3)/2$$

$$v_2 = 4,9 \text{ m/s}$$

$$(5.46) \text{ eşitliğinden } H_L = \frac{5,64^2 + 4,9^2 + 4,16^2}{2 \times 9,81}$$

$$H_L = 3,72 \text{ m}$$

(5.45) eşitliğinden $\Delta P_2 = 17,99$ Pa olarak bulunur.

Kesit daralmasından dolayı;

$$d_2/d_1 = 0,10/0,89 = 0,11$$

Çizelge 5.5 Ani kesit daralmasına ait ζ yerel kayıp katsayısı (Onat vd., 1998)

d_2/d_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
ζ	0,45	0,42	0,39	0,36	0,33	0,28	0,22	0,15	0,06

$\xi = 0,44$ olarak Çizelge 5.5'ten okunur.

Daralma sonrası hız $v = 4,16$ m/s olarak (5.43) eşitliğinden;

$$H_L = 0,44 \times \frac{4,16^2}{2 \times 9,81}$$

$H_L = 0,38$ m olur.

(5.45) eşitliği yardımı ile $\Delta P_3 = 1,83$ Pa olarak bulunur.

1-2 bölgesinden geçtikten sonra gazlar genişleyerek tekrar 180° dönüş yapmakta ve son geçişte ani kesit daralmasına uğramaktadırlar.

Bölüm 5.4'ten 1. taşınım yüzeyinde, 2. taşınım yüzeyinde ve dönüş noktasındaki hızlar;

$$v_1 = 4,16 \text{ m/s}$$

$$v_2 = 3,49 \text{ m/s}$$

$$v_3 = (4,16+3,49)/2 = 3,82 \text{ m/s}$$

(5.46) eşitliği yardımı ile $H_L = 2,24 \text{ m}$ olur.

$$\rho = 0,682 \text{ kg/m}^3$$

(5.45) eşitliği yardımı ile $\Delta P_4 = 14,98 \text{ Pa}$ olarak bulunur.

$S_{1-2} = 0,29 \text{ m}^2$ genişleme öncesi, $S_2 = 0,89 \text{ m}^2$ genişleme sonrası kesitler olmak üzere genişleme ile yük kaybında;

$$(5.44)'ten \xi = 0,45$$

$$(5.43)'ten H_L = 0,45 \frac{4.16^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_L = 0,39 \text{ m olur.}$$

(5.45) eşitliği yardımı ile de $\Delta P_5 = 2,60 \text{ m}$ olarak bulunur.

Kesit daralmasıyla gerçekleşen yük kaybı;

$$d_2/d_1 = 0,08/1,07 = 0,074 \text{ olarak Çizelge 5.5'ten;}$$

$$\xi = 0,47 \text{ olarak okunur.}$$

$$\text{daralma sonrası hız } v_{2-3} = 3,49 \text{ m/s}$$

$$(5.43)'den H_L = 0,29 \text{ m}$$

(5.45)'ten $\Delta P_6 = 1,94 \text{ Pa}$ olarak bulunur.

2. taşınım bölgesinden baca çıkışına gelen gazlar 90° dönüş yaparak arka duman sandığında genişlemektedir.

$$90^\circ \text{ dönüş için } H_L = \frac{v_1^2 + v_3^2}{2g} \quad (5.47)$$

$$v_1 = 3,49 \text{ m/s}$$

2. taşınım yüzeyinden çıkan gazların sıcaklığı 240 °C kabul edilirse duman gazı debisi V'_g ;

$$V'_g = 0,235 \times \frac{(273 + 240)}{(273)} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V'_g = 0,441 \text{ m}^3/\text{s}$$

Arka duman sandığı boyutları yaklaşık olarak 0,32 m x 1,075 m olarak kabul edilirse;

$$\text{Duman sandığındaki gaz hızı } v_3 = 0,441 / (0,32 \times 1,075)$$

$$v_3 = 1,27 \text{ m/s}$$

$$(5.47)'den H_L = \frac{3,49^2 + 1,27^2}{(2 \times 9,81)} = 0,70 \text{ m}$$

$$\rho = 0,682 \text{ kg/m}^3$$

$$(5.45) \text{ eşitliği yardımı ile } \Delta P_7 = 0,682 \times 9,81 \times 0,70$$

$\Delta P_7 = 6,68 \text{ Pa}$ olarak bulunur.

Bölüm 5.4'ten 2. taşınım bölgesinde duman gazının geçtiği kesit $S_{2-3} = 0,126 \text{ m}^2$

Arka duman sandığındaki kesit $S_3 = \pi \times 1,07^2/4 = 0,90 \text{ m}^2$

Kesit genişlemesinden dolayı;

$$(5.44)'ten \xi = 0,73$$

$$(5.43)'den H_L = 0,73 \times \frac{1,27^2}{2 \times 9,81}$$

$$H_L = 0,06 \text{ m}$$

$$(5.45) \text{ eşitliği yardımı ile } \Delta P_8 = 0,682 \times 9,81 \times 0,06$$

$\Delta P_8 = 0,40 \text{ Pa}$ olarak bulunur.

Duman gazlarının yükselme kuvveti ΔP_y ;

$$\Delta P_y = h \times g \times (\rho_u - \rho_{gort}) \quad (5.48)$$

h ocağa giren gazların baca çıkışına kadar kat ettiği düşey mesafe, ρ_u havanın yoğunluğunu, ρ_{gort} ortalama sıcaklıktaki duman gazı yoğunluğunu ifade etmek üzere;

Normal şartlardaki havanın yoğunluğu $\rho_u = 1,29 \text{ kg/Nm}^3$ (Onat vd., 1998)

$$\rho_u = 1,29 \times (273 + 25) / 273 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_u = 1,408 \text{ kg/m}^3$$

$$T_{gort} = (950 + 226) / 2$$

$$T_{gort} = 588 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_{gort} = 0,40 \text{ kg/m}^3$$

(5.48) eşitliği yardımı ile;

$$\Delta P_y = 1,275 \times 9,81 \times (1,408 - 0,40)$$

$$\Delta P_y = 12,60 \text{ Pa}$$

Bu sonuçlar altında buhar jeneratörü içinde toplam gaz tarafı yük kaybı ΔP ;

$$\Delta P = \Delta P_{F-1} + \Delta P_{1-2} + \Delta P_{2-3} + \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_7 + \Delta P_8 - \Delta P_y$$

$$\Delta P = 47,04 + 3,65 + 7,19 + 4,44 + 17,99 + 1,83 + 14,98 + 2,60 + 1,94 + 6,68 + 0,4 - 12,6$$

$$\Delta P = 96,14 \text{ Pa olur.}$$

Emniyet payı ile birlikte baca kaybı için toplam kayıp %15 arttırılırsa ve yaklaşık olarak 100

Pa brülör kaybı, 20 Pa rüzgardan kaynaklanan kayıp ilave edilirse seçilecek brülörün yenmesi gereken toplam duman yolu kaybı ΔP_i ;

$$\Delta P_t = 96,14 + 0,15 \times 96,14 + 100 + 20$$

$\Delta P_t = 230,86$ Pa olarak bulunur (Onat vd., 1998).

5.9 Üretim Maliyetinin Hesaplanması

Boyutlandırılması yapılan buhar jeneratörünün su yumuşatma cihazı, besi suyu pompası, brülör, otomatik emniyet sistemi ve gerekli vana ve armatürleri ile üretim maliyeti belirlenmiş, satın alma bedeline göre bu sistemden elde edilen kar marjı hesaplanmıştır.

Bölüm 5.3'ten brülör kapasitesi = $559520/0,88 = 635818$ kcal/h olduğundan;

Minimum kapasite = 350 kW, Maksimum kapasite = 1000 kW, Maximum işletme basıncı 700 Pa olan C80-S, iki kademeli doğalgaz brülörü seçilmiştir. Brülörde yanma kontrolü iyonizasyon elektrodu ile sağlanacaktır.

Bölüm 5.7'den besi suyu pompası minimum basıncı $P_{min} = 14,51$ bar olarak;

Triplex tip(üç pistonlu), seramik pistonlu, 0-60 bar basınç aralığında basınç değişimlerinde su debisi değişmeyen pompa ve grubu seçilmiştir.

Suyun sertliğini $5-6^\circ$ Alman sertliğinden 0° sertliğe indirebilen 1000 lt/h debili Erie MT-3 su yumuşatma cihazı seçilmiştir.

Emniyet sistemi olarak brülör kumandalı baca gazı ve buhar sıcaklığı kontrol cihazları ile 3 adet presostat kullanılmıştır.

Ek 10'da gösterilen ölçülere göre;

$$\text{Çelik çekme boru uzunluğu} = (\pi \times 0,89 \times 54) + (\pi \times 0,79 \times 44) + (\pi \times 0,633 \times 9) + (\pi \times 0,473 \times 8) + (\pi \times 0,313 \times 7) = 296,8 \text{ m}$$

$$\text{Gövdeyi oluşturan (40mm x 40mm) profil demir uzunluğu} = 8 \times 1,275 + 4 \times 2,824 = 21,5 \text{ m}$$

$$\text{Külhan + gövde + kapı sacı yüzey alanı} = (\pi \times 1,075 \times 2,544) + (\pi \times 1,275 \times 2,903) + (1,275 \times 1,275) + (1,275 \times 1,275) = 23,46 \text{ m}^2$$

$$\text{Fire payı} = \%15$$

$$23,46 + 0,15 \times 23,46 = 26,97 \text{ m}^2$$

Yaklaşık olarak 3mm siyah sac kalınlığı için toplam sac ağırlığı;

$$0,003 \text{ m} \times 8000 \text{ kg/m}^3 \times 26,97 = 647,2 \text{ kg}$$

$$10 \text{ cm kalınlığında taşıyıcı izolasyon malzemesi yüzey alanı} = \pi \times 1,275 \times 2,544 = 10,19 \text{ m}^2$$

İşçilik bedeli olarak iki işçinin 1 ay boyunca çalışma süresi göz önünde bulundurulmuştur.

Buhar jeneratörünün üretimi için kullanılması gereken malzeme miktarları ve ekipmanlar

yapılan araştırmalar sonucu elde edilen fiyatlarıyla beraber izelge 5.6'da görülmektedir.

Çizelge 5.6 Buhar jeneratörü ekipman ve malzeme listesi

Miktar	Birim	Ekipman-Malzeme	Birim fiyat	Toplam fiyat
2	adet	φ100 Manometre	6,5 €	13 €
2	adet	Presostat	38 €	76 €
1	adet	RT-116-10 bar Presostat	87,1 €	87,1€
1	adet	4-20 mA basınç transmiteri	93 €	93 €
2	adet	PT-100 φ9 –200 Termoeleman	43,5 €	87 €
1	adet	Doğalgaz brülörü	2750 €	2750 €
1	adet	1000 lt/h su yumuşatma cihazı	750 €	750 €
1	adet	Otomatik kontrol cihazları ile elektrik kumanda panosu	2000 €	2000 €
1	adet	Triplex tipi pompa grubu	2000 €	2000 €
1	adet	Buhar vanası DN 50	207 €	207 €
1	adet	Buhar vanası DN 40	162,6 €	162,6 €
1	adet	Blöf vanası DN 15	53 €	53 €
1	adet	Yaylı emniyet vanası DN 50	821,4 €	821,4 €
1	adet	Pislik tutucu DN 40	24,2 €	24,2 €
296,8	m	elik çekme boru	2,35 €	701 €
10,19	m ²	Kaya yn izolasyon	8,23 €	83,86 €
100	kg	Ateş betonu	1,17 €	117 €
647,2	kg	Sac	0,32 €	207,1 €
21,5	m	(40 mm x 40 mm)Profil demir	1,38 €	29,67 €
		İşçilik		590 €
		Toplam retim maliyeti		10852,93 €

Elde edilen toplam üretim maliyeti = 10852,93 €

Paket olarak buhar jeneratörü satın alma bedeli = 35000 €

$$\text{Elde edilen kar marjı} = \frac{35000 - 10852,93}{10852,93} \times 100 = \%222$$

6. SONUÇLAR

Bu çalışmada, endüstride sık rastlanılmayan ve popülerite kazanmamış buhar jeneratörleri hakkında genel bilgi verilmiş, işletim özellikleri ve kullanımına uygun alanlar belirtilmiştir. 20 bar 15 t/h buhar üretim kapasitesine kadar endüstride ve ticari alanlarda çok sık karşılaştığımız Skoç tipi buhar kazanları, yüksek miktarda ani çekişleri karşılamaları ve ilk yatırım maliyetlerinin düşük olması nedeniyle geniş kullanım alanına sahip oldukları gibi düşük yükleme oranlarında ve 3 vardiya çalışmayan uygulamalarda büyük miktarda işletim maliyetine neden olmaktadır.

Yüksek basınçlarda, 2000 kg/h buhar üretim kapasitesine kadar patlama risklerinin olmayışı ve az yer teşkil etmeleri nedeniyle insanların bulunduğu mekanların içine yerleştirilebilen buhar jeneratörlerinin, ilave buhar ihtiyacının gerektiği alanlarda, sezonluk ihtiyaçlarda veya kısa süreli ani buhar ihtiyacı olan uygulamalarda enerji ekonomisi sağlaması yönünden kullanılabilirliğine ait bir araştırma yapılmıştır.

Konuyu pekiştirmek için örnek olarak seçilen bir işletme için Skoç tipi buhar kazanı ve buhar jeneratörünün paket olarak satın alma bedelleri ile yanma yakıt tüketimi, su hacmi soğuma kaybı ve kazan blöf kayıplarından kaynaklanan işletim maliyetleri değişik yakıtlar için karşılaştırılarak Çizelge 4.1'de ekonomik bir analiz yapılmıştır. Analiz sonucunda işletmede Skoç tipi buhar kazanı yerine buhar jeneratörü kullanıldığında LPG için 0,57 yıl, doğalgaz için 2,02 yıl, fuel oil 6 için 1,42 yıl ve motorin için 0,44 yıl geri ödeme süreleri bulunmuştur.

Son bölümde 10 bar çalışma basıncında 1000 kg/h buhar üreten helisel borulu bir buhar jeneratörünün buhar kazanları ısı hesap yöntemi ile ısı hesapları ve şematik boyutlandırılması yapılarak Ek 10'da gösterilmiştir. Belirlenen ölçülere ve hesaplanan kapasitelere göre kullanılacak malzemeler ve ekipmanlar satın alma bedelleri ile Çizelge 5.6'da gösterilmiş ve belirtilen kapasite için buhar jeneratörünün üretim maliyeti yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Paket buhar jeneratörünün üretim maliyeti satın alma bedeliyle karşılaştırılarak bu üründen elde edilen kar marjının yaklaşık olarak %222 olduğu belirlenmiştir.

Sonuç olarak yüksek ilk yatırım maliyetleri ile bile önemli derecede enerji ekonomisi sağlayan buhar jeneratörlerinin daha uygun fiyatlarda satışının yapılabileceği ve kullanımlarının yaygınlaştırılabileceği görülmüştür.

KAYNAKLAR

Frank, P., David P., (2001), Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri (Çeviri), Literatür Yayıncılık Ltd. Şti, İstanbul.

Kakaç, S., (1998), Örneklerle Isı Transferi, Tıp & Teknik Yayıncılık, Ankara.

Kızgın Sulu, Kızgın Yağlı ve Buharlı Isıtma Sistemleri, (2002), MMO Yayınları, İstanbul.

Küçükçalı, R., (2000), Buhar Tesisatı, Isısan çalışmaları, İstanbul.

Kürekçi, A. N., (1999), Döner Tip Isı Değiştiricilerin Ekonomikliğinin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.

Liejin., G., Ziping., F. ve Xuejun C., “An Experimental Investigation Of The Frictional Pressure Drop Of Steam-Water Two Phase Flow In Helical Coils”, International Journal Of Heat And Mass Transfer, Vol 44.

Onat, K., Genceli F. O. ve Arısoy, A., (1998), Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları, Teknik Yayıncılık Tanıtım A.Ş., İstanbul.

Permak Makina Tic. ve San. A.Ş. Ürün Bilgileri.

Sinanoglu, E. U., (1991), Buhar Kazanlarında Genel Enerji Ekonomisinin, Yükleme Birimlerine Göre Optimum Sisteme Dönüştürülmesinin Araştırılması, Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.

Ünlü, C., (2000), Buhar Tesisatları ve Buhar Cihazları Seminer Notları, İntervalf Yayınları, İstanbul.

İNTERNET KAYNAKLARI

[1]www.ABMA.com

[2]www. claytonindustries.com

[3]www. energy.rochester.edu

[4]www.oit. doe. gov

[5]www.teknikyayincilik.com

[6]www.vaporpower.com

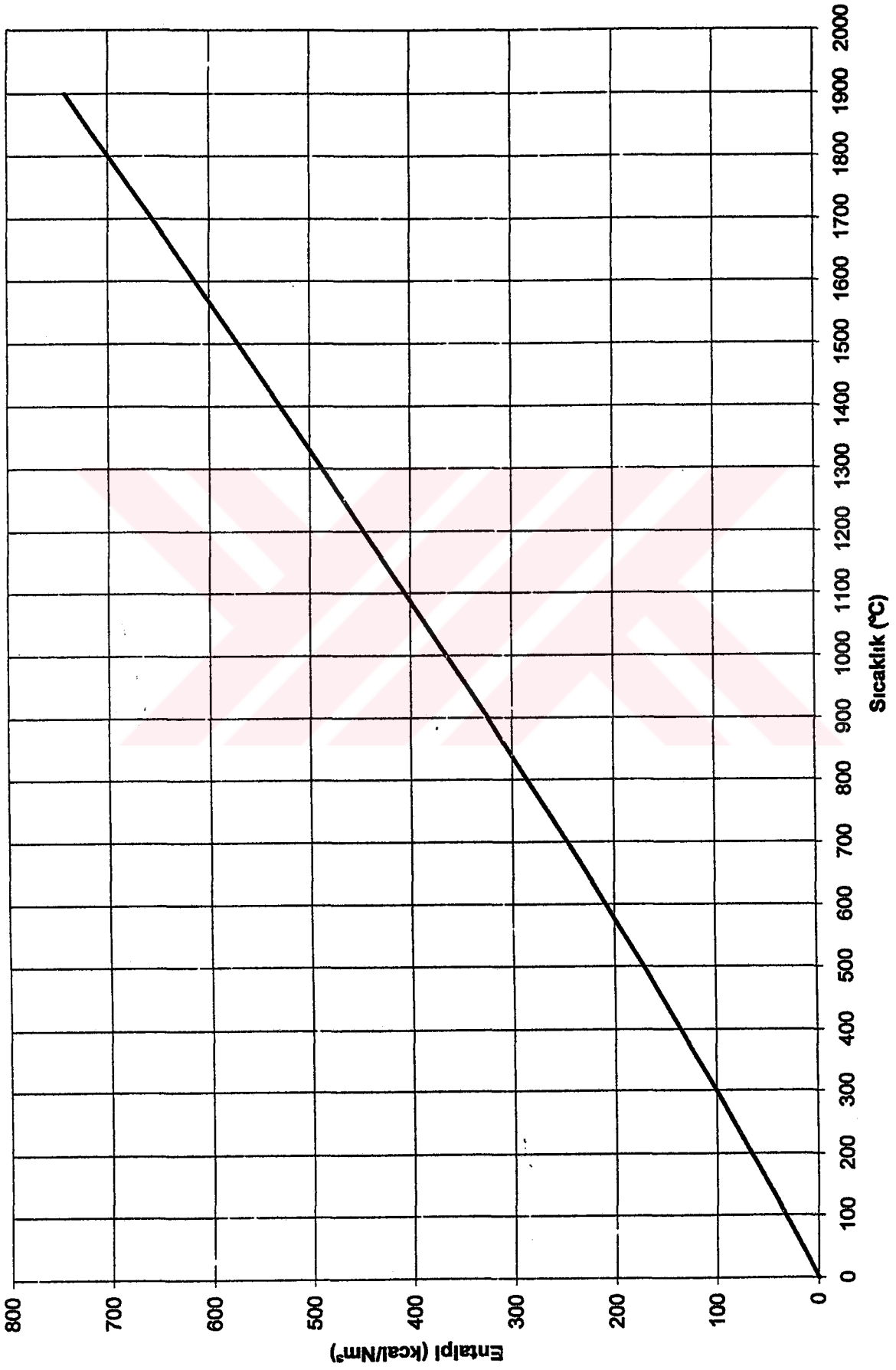
EKLER

- Ek 1 Kısmi Gazların Entalpileri
- Ek 2 Duman Gazının Entalpi-Sıcaklık Grafiği
- Ek 3 Gaz ve Sıvı Yakacaklı Ocak Boyutları
- Ek 4 CO₂ Gazının Işınım Akısı
- Ek 5 H₂O Gazının Işınım Akısı
- Ek 6 N₂ Gazının Atmosferik Basınçta Isıl Özellikleri
- Ek 7 Ocak Sıcaklığının Kontrolü
- Ek 8 Doymuş Su-Buhar Tablosu
- Ek 9 Boru Demetine Dik Akışın Yerel Kayıp Katsayısı
- Ek 10 10 bar 1000 kg/h Buhar Kapasiteli Buhar Jeneratörünün Şematik Boyutlandırması



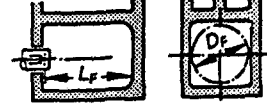
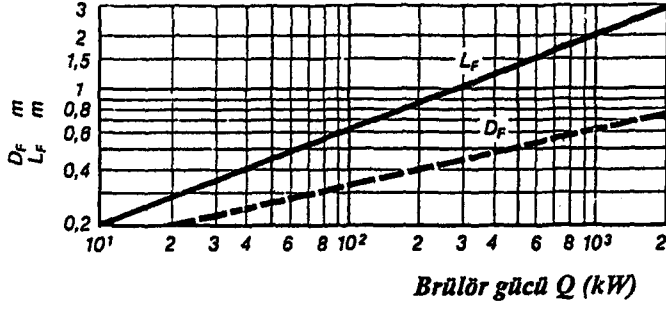
Ek 1 Kısmi gazların entalpileri (Kcal/Nm³)

t (°C)	i_{SO_2} i_{CO_2}	i_{CO} i_{N_2}	i_{H_2O}	i_{O_2}	i_{hava}
0	0	0	0	0	0
100	40,9	31,1	35,8	31,5	31,1
200	86,1	62,5	72,5	63,8	62,6
300	134,6	94,2	110,0	97,2	94,5
400	185,6	126,5	148,8	131,7	127,2
500	239,8	159,5	189,0	167,1	160,6
600	295,3	193,0	230,2	203,2	194,6
700	352,3	227,1	272,9	239,3	229,3
800	410,5	262,3	317,3	277,4	269,8
900	469,8	297,9	363,0	315,2	300,0
1000	530,0	334,2	409,6	353,4	337,3
1100	591,4	371,0	457,4	391,6	374,0
1200	652,7	408,0	505,9	430,4	411,1
1300	714,6	444,9	555,6	470,3	448,4
1400	777,7	482,9	607,2	509,7	485,9
1500	840,6	520,7	658,5	548,7	524,7
1600	903,7	558,2	711,0	588,2	562,6
1700	967,0	596,2	765,3	628,0	600,8
1800	1031,2	635,2	819,2	668,9	639,2
1900	1095,2	673,0	873,1	710,4	677,4
2000	1159,0	712,0	928,8	751,4	716,6
2100	1223,7	750,5	985,5	791,7	755,2
2200	1288,8	790,2	1041,5	832,3	793,1
2300	1353,6	829,2	1098,9	874,5	833,3
2400	1417,7	867,4	1155,4	916,6	871,7
2500	1483,5	908,0	1212,5	958,0	912,5



Ek 3 Gaz ve sıvı yakacaklı ocak boyutları (Onat vd., 1998)

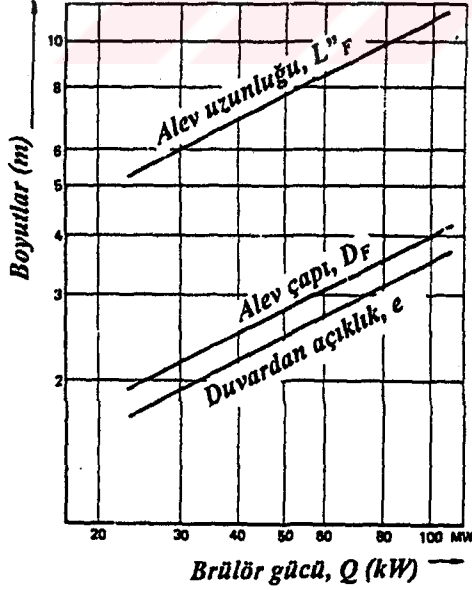
Küçük kapasitelerde üflemlü gaz-sıvı yakacak ocaklarında minimum yanma odası ölçüleri



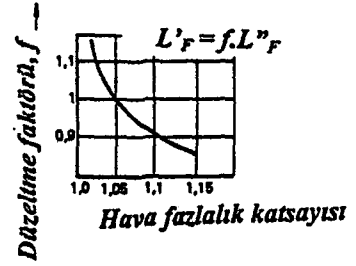
L_F Minimum ocak derinliği
 D_F Ocak çapı

Büyük kapasitelerde bir duvardan üflemlü gaz-sıvı yakacak ocaklarında alev boyutları

Hava fazlalık katsayısı, $n = 1,05$



Alev uzunluğunun hava fazlalık katsayısı ile değişimi

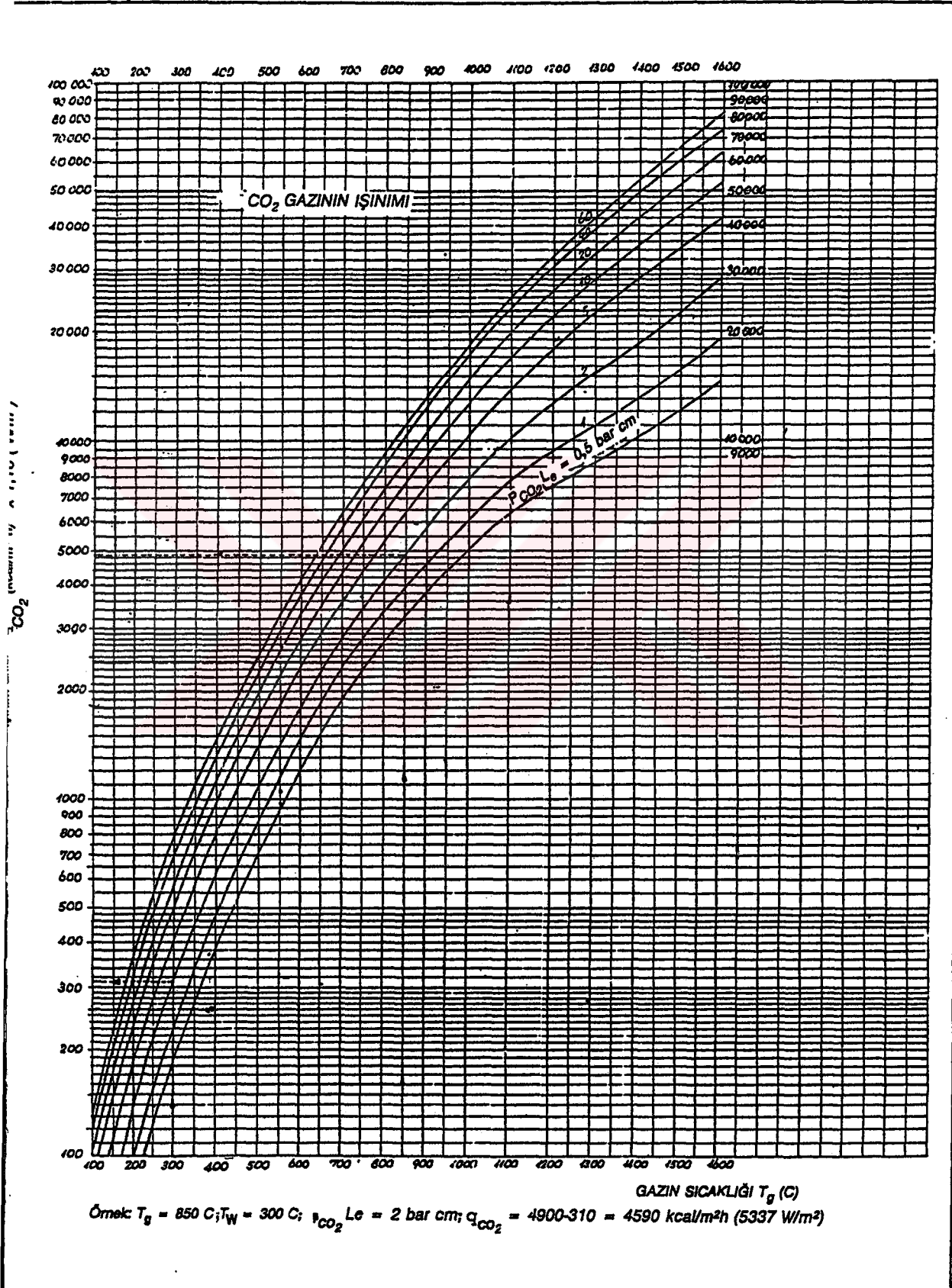


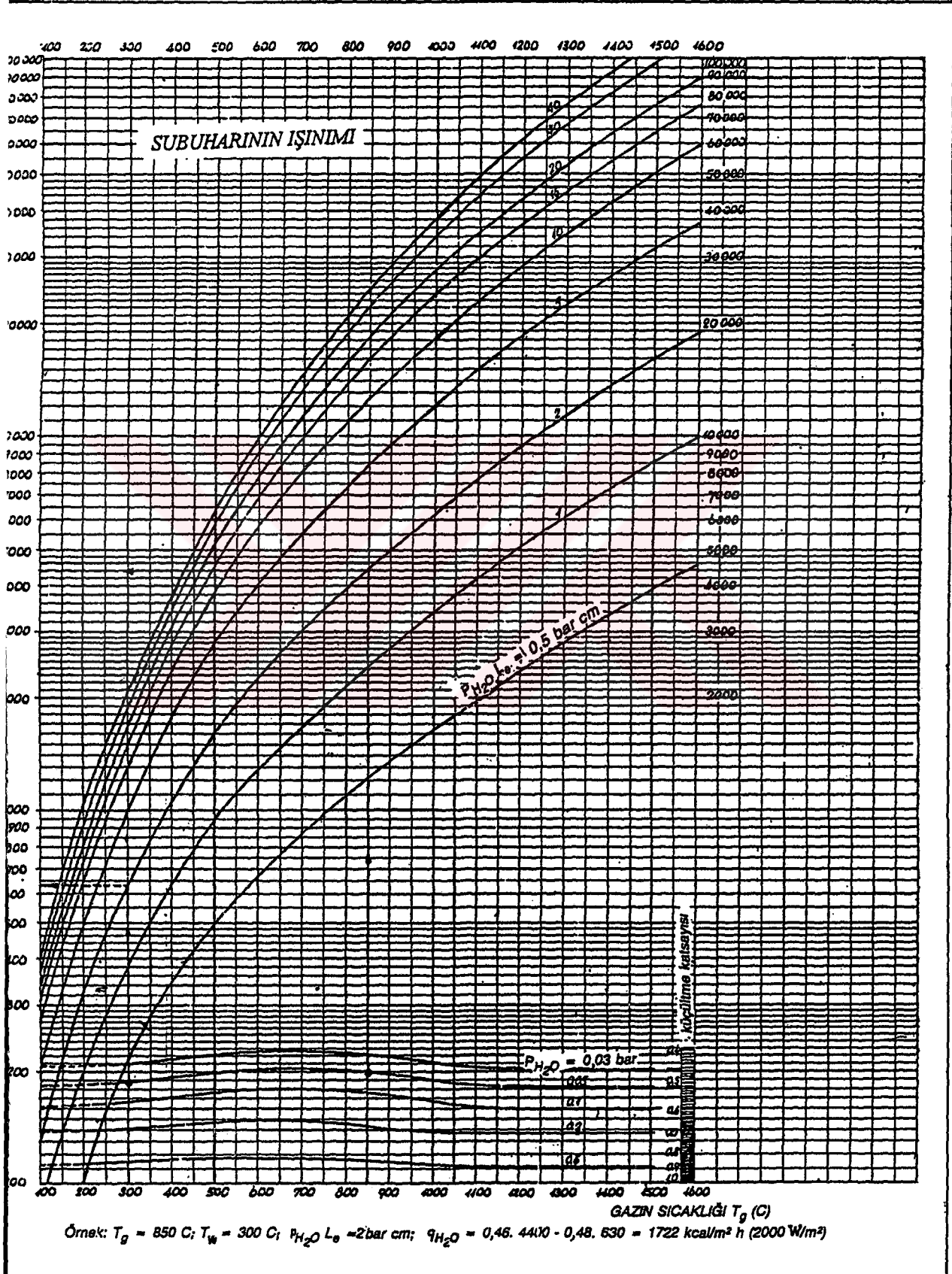
Yakma sistemi tipine karşılık
Gelen alev uzunluğu değişimi

$$L_F = f' \cdot L'_F = f' \cdot f \cdot L''_F$$

Ön duvar üflemlü $f' = 1,0$

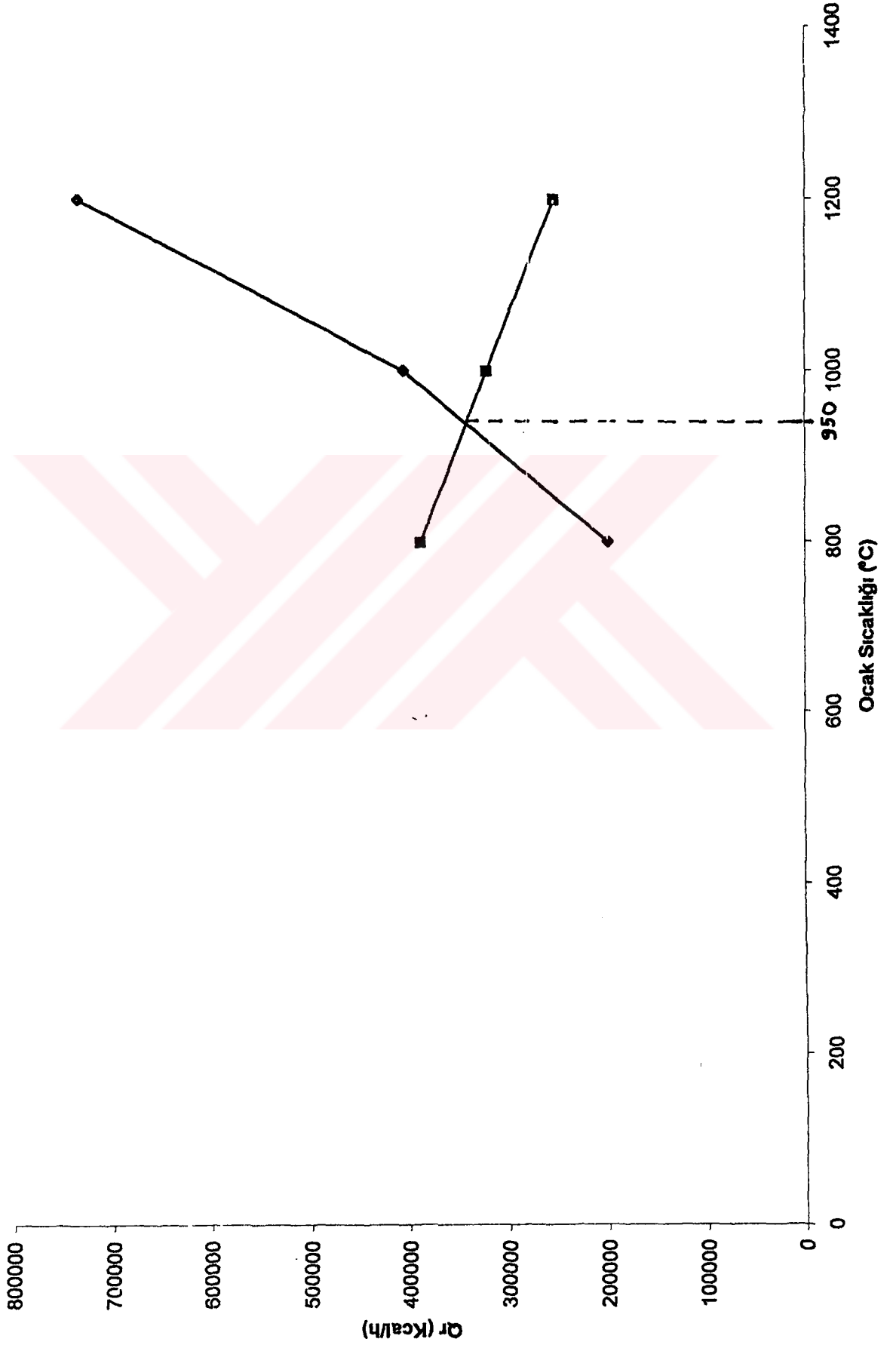
Karşılıklı iki duvardan üflemlü $f' = 0,8$

Ek 4 CO₂ Gazının ışınlım akısı (Onat vd., 1998)

Ek 5 H₂O Gazının ışınlım akısı (Onat vd., 1998)

Ek 6 N₂ Gazının atmosferik basınçta ısı özellikleri (Kakaç, 1998)

T K	ρ kg/m ³	c_p J/kg °C	ν m ² /s	λ W/m °C	α m ² /s	μ Ns/m ²	Pr
Nitrojen N ₂							
00	1,711	1043	$0,757 \times 10^{-3}$	0,0182	$1,02 \times 10^{-3}$	$12,9 \times 10^{-4}$	0,747
00	1,142	1041	1,563	0,0262	2,21	17,8	0,713
00	0,854	1046	2,574	0,0333	3,74	22,0	0,691
00	0,682	1056	3,766	0,0398	5,53	25,7	0,684
00	0,569	1076	5,119	0,0458	7,49	29,1	0,686
00	0,493	1097	6,512	0,0512	9,97	32,1	0,691
00	0,428	1123	8,145	0,0561	11,7	34,8	0,700
00	0,380	1146	9,106	0,0607	13,9	37,5	0,711
00	0,341	1168	11,72	0,0648	16,3	40,0	0,724
00	0,311	1186	13,60	0,0685	18,6	42,3	0,736
00	0,285	1204	15,61	0,0719	20,9	44,5	0,748



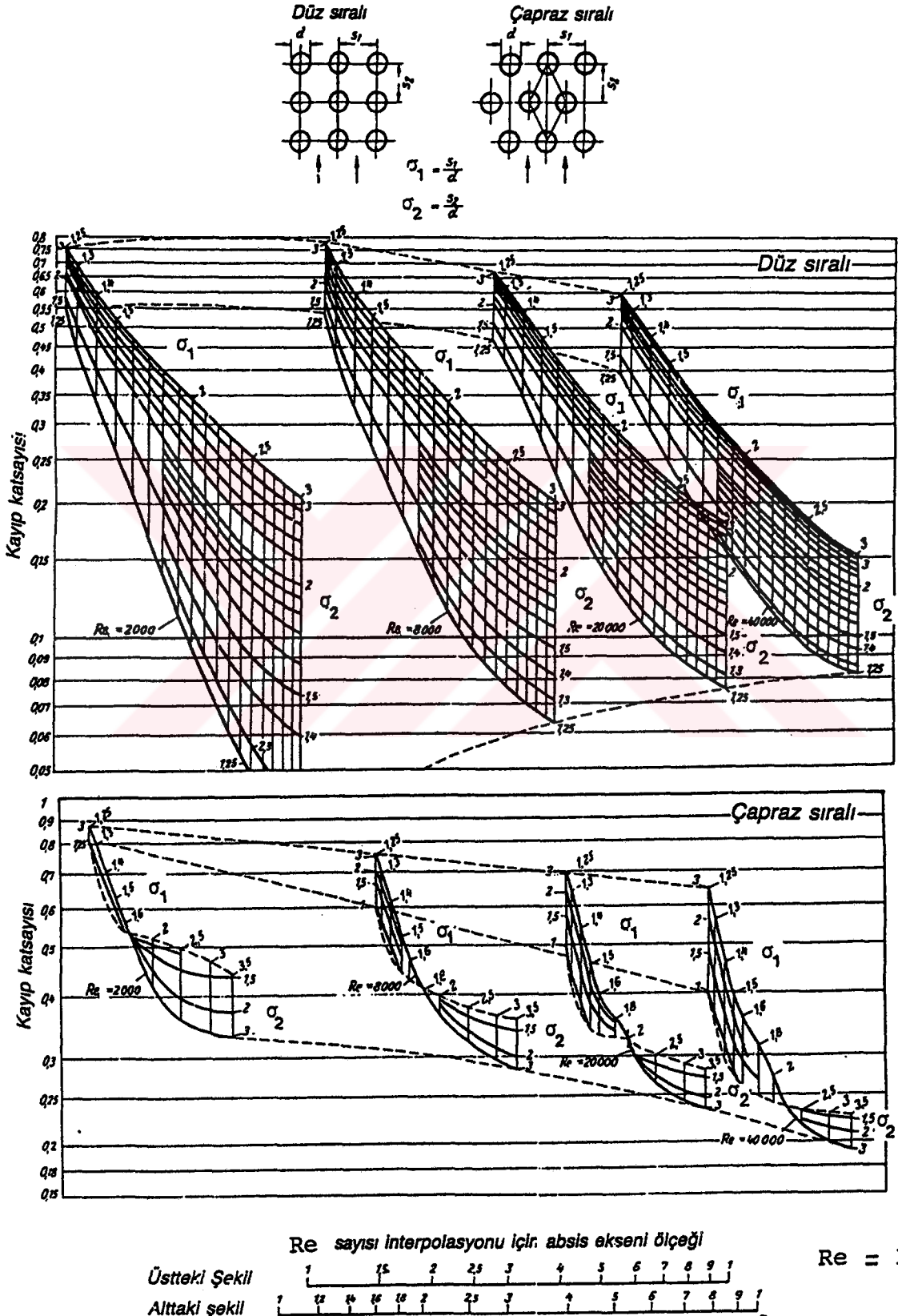
Ek 8 Doymuş su-buhar tablosu (Kakaç, 1998)

T (°C), p (bar, mutlak basınç), v (m³/kg), c (kJ/kg °C),
 μ (kg/ms = Ns/m²) λ (kW/m °C)

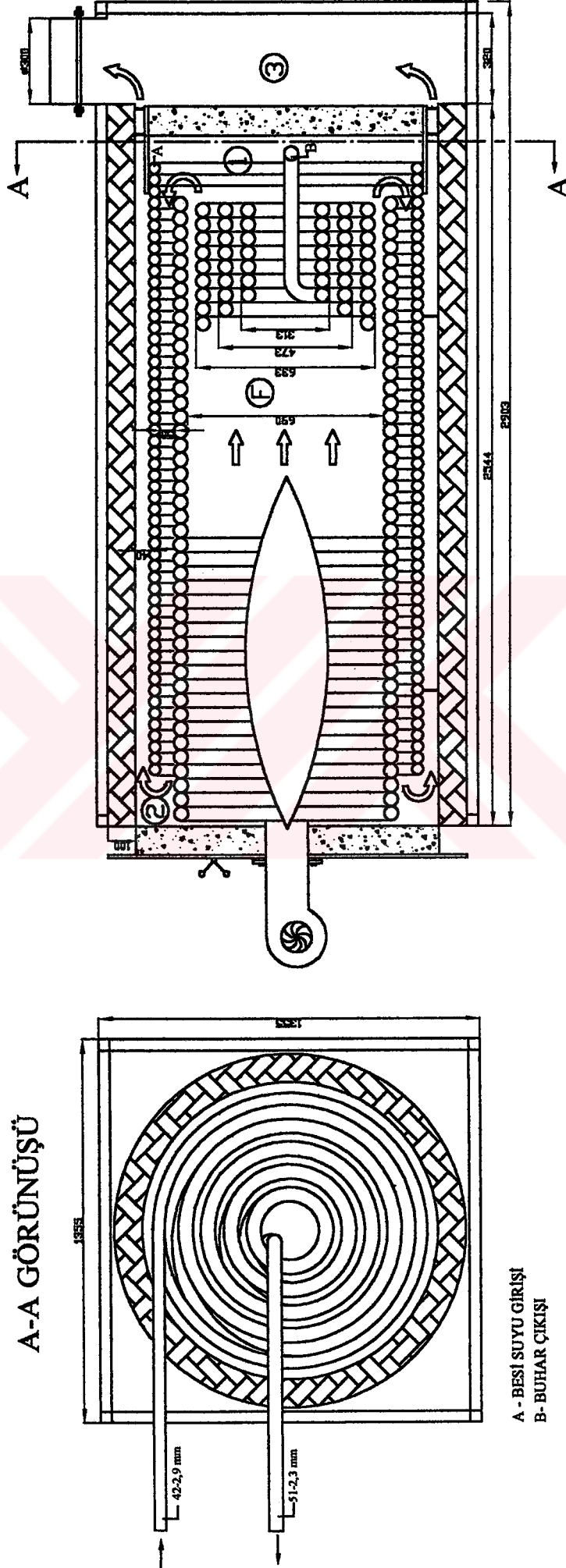
T	P _s	v ₁ × 10 ²	c _{o1}	c _{oR}	$\mu_1 \times 10^6$	$\mu_2 \times 10^6$	$\lambda_1 \times 10^6$	$\lambda_2 \times 10^6$	(Pr) ₁	(Pr) ₂
0.01	0.006112	0.10002	4.210	1.86	1752	8.49	569	16.3	12.96	0.97
5	0.008179	0.10001	4.204	1.86	1501	8.66	578	16.7	10.92	0.96
10	0.01227	0.10003	4.193	1.86	1300	8.83	587	17.1	9.29	0.96
15	0.01704	0.10010	4.186	1.87	1136	9.00	595	17.5	7.99	0.96
20	0.02337	0.10018	4.183	1.87	1002	9.18	603	17.9	6.95	0.96
25	0.03166	0.10030	4.181	1.88	890	9.35	611	18.3	6.09	0.96
30	0.04242	0.10044	4.179	1.88	797	9.52	618	18.7	5.39	0.96
35	0.05622	0.10060	4.178	1.88	718	9.70	625	19.1	4.80	0.96
40	0.07375	0.10079	4.179	1.89	651	9.87	632	19.5	4.30	0.96
45	0.09582	0.10099	4.181	1.89	594	10.0	638	19.9	3.89	0.95
50	0.1233	0.1012	4.182	1.90	554	10.2	643	20.4	3.54	0.95
55	0.1574	0.1015	4.183	1.90	501	10.4	648	20.8	3.23	0.95
60	0.1992	0.1017	4.185	1.91	463	10.6	653	21.2	2.97	0.95
65	0.2501	0.1020	4.188	1.92	430	10.7	658	21.6	2.74	0.95
70	0.3116	0.1023	4.191	1.93	400	10.9	662	22.0	2.53	0.96
75	0.3855	0.1026	4.194	1.94	374	11.1	666	22.5	2.36	0.96
80	0.4736	0.1029	4.198	1.95	351	11.3	670	22.9	2.20	0.96
85	0.5780	0.1032	4.203	1.96	330	11.4	673	23.3	2.06	0.96
90	0.7011	0.1036	4.208	1.97	311	11.6	676	23.8	1.94	0.96
95	0.8453	0.1040	4.213	1.99	294	11.8	678	24.3	1.83	0.97
100	1.01325	0.1044	4.219	2.01	279	12.0	681	24.8	1.73	0.97
105	1.208	0.1048	4.226	2.03	265	12.2	683	25.3	1.64	0.98
110	1.433	0.1052	4.233	2.05	252	12.4	684	25.8	1.56	0.99
115	1.691	0.1056	4.240	2.07	241	12.6	686	26.3	1.49	0.99
120	1.985	0.1060	4.248	2.09	230	12.8	687	26.8	1.42	1.00
125	2.321	0.1065	4.26	2.12	220	13.0	687	27.3	1.36	1.01
130	2.701	0.1070	4.27	2.15	221	13.2	688	27.8	1.31	1.02
135	3.131	0.1075	4.28	2.18	203	13.4	688	28.3	1.26	1.03
140	3.614	0.1080	4.29	2.21	195	13.5	688	28.8	1.22	1.04
145	4.155	0.1085	4.30	2.25	188	13.7	687	29.4	1.18	1.05
150	4.760	0.1091	4.32	2.29	181	13.9	687	30.0	1.14	1.07
160	6.181	0.1102	4.35	2.38	169	14.2	684	31.3	1.07	1.09
170	7.920	0.1114	4.38	2.49	158	14.6	681	32.6	1.02	1.12
180	10.03	0.1128	4.42	2.62	149	15.0	676	34.1	0.97	1.15
190	12.55	0.1142	4.46	2.76	141	15.3	671	35.7	0.94	1.18
200	15.55	0.1157	4.51	2.91	134	15.7	665	37.5	0.91	1.22
210	19.08	0.1173	4.56	3.07	127	16.0	657	39.4	0.88	1.25
220	23.20	0.1190	4.63	3.25	121	16.3	648	41.5	0.86	1.28
230	27.98	0.1209	4.70	3.45	116	16.7	639	43.9	0.85	1.31
240	33.48	0.1229	4.78	3.68	111	17.1	628	46.5	0.84	1.35
250	39.78	0.1251	4.87	3.94	107	17.5	616	49.5	0.85	1.39
260	46.94	0.1276	4.98	4.22	103	17.9	603	52.8	0.85	1.43
270	55.05	0.1302	5.10	4.55	99	18.3	589	56.6	0.86	1.47
280	64.19	0.1332	5.24	4.98	96	18.8	574	61.0	0.88	1.53
290	74.45	0.1366	5.42	5.46	93	19.3	558	66.0	0.90	1.60
300	85.92	0.1404	5.65	6.18	90	19.8	541	72.0	0.94	1.70
320	112.9	0.1499								
340	146.1	0.1639								
360	186.7	0.1894								
370	210.5	0.2225								
374.15	221.2	0.317								

Doymuş su değerleri, doyma basıncı üzerinde iyi bir doğrulukla kullanılabilir. 200 °C den büyük değerler için doymuş buhar değerlerini, doyma basıncı üstünde kullanmak zavıf bir vakıasıdır.

Ek 9 Boru demetine dik akışın yerel kayıp katsayısı (Onat vd., 1998)



Ek 10 10 bar 1000 kg/h buhar kapasiteli buhar jeneratörünün şematik boyutlandırması



ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 14.07.1979

Doğum yeri İstanbul

Lise 1994-1997 Özel Kalamış Lisesi

Lisans 1997-2001 Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2001-2003 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurum(lar)

2002-2003 Okay Mühendislik Isı Sistemleri Ltd. Şti.
Ekip Mühendislik Ltd. Şti.

