



**DOĞALGAZ YAKITLI BİR GAZ TÜRBİNİ-ATIK ISI GERİ KAZANIM
SİSTEMİ TASARIMI**

Özgür BOZDAŞ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

EKİM 2019

Özgür BOZDAŞ tarafından hazırlanan “DOĞALGAZ YAKITLI BİR GAZ TÜRBİNİ-ATIK ISI GERİ KAZANIM SİSTEMİ TASARIMI” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Hüseyin TOPAL

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

.....

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

.....

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Doç.Dr. Murat Kadri AKTAŞ

.....

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, TOBB Ekonomi

ve Teknoloji Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

Tez Savunma Tarihi: 18/10/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Özgür BOZDAŞ

18/10/2019

DOĞALGAZ YAKITLI BİR GAZ TÜRBİNİ-ATIK ISI GERİ KAZANIM SİSTEMİ
TASARIMI
(Yüksek Lisans Tezi)

Özgür BOZDAŞ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Ekim 2019

ÖZET

Bu çalışmada 152 MWe Kurulu güce sahip bir kojenerasyon sisteminde, doğalgaz yakıtlı gaz türbini-jeneratör grubunda ve atık ısı buhar kazanı (HRSG) için sistem ve buhar kazanı tasarımı yapılmıştır. Ayrıca sistem enerji ve ekserji hesaplamaları Cylce Tempo 5.1 programı ile hesaplanmıştır. Atık ısı buhar kazanının tasarım parametrelerine göre termodinamik hesapları yapılarak kazan kızdırıcı, buharlaştırıcı ve ekonomizör bölümleri boyutlandırılmıştır. Hesaplamaların yapılabilmesi için türbin çıkışı ve yanma sonucu oluşan duman gazı miktarı ve sıcaklığı, kazan ısı yüklerin tayini için 512 kg/s ve 553 °C olarak kabul edilmiştir. Ülkemizde orta ve büyük kapasitelerde buhar kazanlarının tasarımında ve imalatında sorunlar yaşanmaktadır. Bu çalışma ile ilgili sektördeki çalışmacılara özgün tasarımlar ve yerli imalatlar konusunda yardımcı olmak hedeflenmiştir.

Bilim Kodu : 91408
Anahtar Kelimeler : Atık ısı buhar kazanı, kazan tasarımı, gaz türbini çevrimi
Sayfa Adedi : 84
Danışman : Prof. Dr. Hüseyin TOPAL

DESIGN OF A GAS TURBINE-WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM WITH
NATURAL GAS FUEL

(M. Sc. Thesis)

Özgür BOZDAŞ

GAZİ UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

October 2019

ABSTRACT

In this study, a system and steam boiler was designed for a cogeneration system with an installed capacity of 152 MWe, a gas turbine-generator group with natural gas fuel and a waste heat steam boiler (HRSG). In addition, system energy and exergy calculations were calculated with Cylce Tempo 5.1 program. The boiler superheater, evaporator and economizer sections were dimensioned by making thermodynamic calculations according to the design parameters of the waste heat steam boiler. In order to make the calculations, the amount and temperature of the fume gas resulting from the turbine outlet and combustion is accepted as 512 kg / s and 553 °C for the determination of boiler thermal loads. There are problems in the design and manufacture of medium and large capacity steam boilers in our country. In this study, it is aimed to assist the workers in the related sector with original designs and domestic productions.

Science Code : 91408
Key Words : Waste heat steam boiler, boiler design, gas turbine cycle
Page Number : 84
Supervisor : Prof. Dr. Hüseyin TOPAL

TEŞEKKÜR

Ömrümün en değerli vaktini ayırdığım bu konu ile ilgilenmek benim için büyük bir tecrübe olmuştur. Bu tecrübeyi edinmeme vesile olan başta tez danışman Prof. Dr. Hüseyin TOPAL hocama ve Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU hocama yardımlarından dolayı teşekkürü bir borç bilirim.

Bu tezin yazımı sırasında eşim Yeşim BOZDAŞ hanımefendiye ve ablam Emel GENÇER hanımefendiye göstermiş olduğu sabır ve özveri için şükranlarımı sunuyorum.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	3
3. ATIK ISININ KULLANABİLİRLİĞİ	11
3.1. Atık Isının Değerlendirilmesi.....	11
3.2. Atık Isıdan Yararlanma Sistemleri	12
3.2.1. Atık ısıdan direkt yararlanma sistemleri	12
3.2.2. Atık ısıdan dolaylı yararlanma sistemleri	12
3.3. Isı Enerjisinin Kullanılabilirliği	13
3.3.1. Isı geçişi halinde enerji kaybı	14
3.4. Yakıtlar ve Yanma	17
3.4.1. Yanma ısısı.....	17
3.4.2. Yakıt ısı değeri ölçülmesi	18

Sayfa

3.4.3. Alt ve üst ısı değerler	18
3.4.4. Yakıtın elementel (Ultimate) analizine göre ısı değer hesabı.....	19
3.4.5. Yakıtın çabuk (Proximate) analizine göre ısı değer hesabı	19
3.4.6. Yakma havası miktarının bulunması	20
3.4.7. Yanma ürünleri miktarlarının bulunması.....	22
3.4.8. Deneysel bağıntılar	23
3.4.9. Yanmanın kontrolü	24
3.4.10. Ostwald diyagramı	25
3.4.11. Kuru baca gazı hacimsel yanma diyagramı	28
3.4.12. Analitik bağıntılar	29
4. ATIK ISI KAZAN TASARIMI	33
4.1. Ön Dizayn Parametreleri.....	40
4.1.1. Atık ısı kazanların sınıflandırılması.....	41
4.1.2. Akış yönünün belirlenmesi	41
4.1.3. Işınım ve taşınım.....	42
4.1.4. Boru eksenlerinin tespiti	42
4.1.5. Yalın boru ve kanatçıklı boru karşılaştırılması.....	45
4.1.6. Pinch noktasının belirlenmesi	45
4.2. Atık Isı Kazan Elemanları	47
4.2.1. Kızdırıcı	47
4.2.2. Buharlaştırıcı.....	47

	Sayfa
4.2.3. Ekonomizör.....	48
4.3. Termodinamik Hesaplar.....	49
4.3.1. Kızdırıcı çıkışı sıcaklık dengelenmesi	52
4.3.2. Blöf miktarı.....	52
4.3.3. Boru malzemeleri seçimi	52
4.3.4. Boru et kalınlıklarının belirlenmesi	53
4.3.5. Baca gazı entalpi değerinin hesaplanması	53
4.3.6. Toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesi	54
4.3.7. Kazan ısı yüklerinin belirlenmesi	55
4.4. Atık ısı kazan boyutlandırması.....	59
4.4.1. Kızdırıcı için boyutlandırma hesapları.....	59
4.4.2. Buharlaştırıcı için boyutlandırma hesapları	65
4.4.3. Ekonomizör için boyutlandırma hesapları	69
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	75
KAYNAKLAR	79
EKLER	81
EK-1. Kuru baca gazı hacimsel yanma diyagramı.....	82
EK-2. Baca gazı fiziksel özellikleri.....	83
ÖZGEÇMİŞ	84

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Isı değiştircide faydalı enerji kaybı.....	15
Şekil 3.2. Goutal bağıntısındaki "a" değerinin bulunması	20
Şekil 3.3. Oswald diyagramı	27
Şekil 3.4. Oswald diyagramı yardımı ile analitik ifadelerin bulunması	30
Şekil 4.1. HSRG içeren gaz türbin tesisi akış şeması	34
Şekil 4.2. Özgöl ısınma ısıları grafiksel gösterimi.....	38
Şekil 4.3. Akışkan akış yönlerinin belirlenmesi	42
Şekil 4.4. Atık ısı kazanı akış diyagramı	43
Şekil 4.5. Byraton çevrimi	43
Şekil 4.6. Fiziksel ekserji tayini için tersinir bir modöl	45
Şekil 4.7. Su borulu ekonomizör.....	49
Şekil 4.8. Atık ısı kazanı akış diyagramı	50
Şekil 4.9. Termodinamik hesaplamaların yapılabilmesi için modelleme	51
Şekil 4.10. HRSK Sıcaklık-ısı transferi diyagramı.....	51
Şekil 4.11. Sıcaklık ve basınca bağlı olarak atık duman gazı entalpi değişimi	54
Şekil 4.12. Tasarım verilerine göre atık ısı kazanı akış diyagramı	57
Şekil 4.13. Atık ısı kazanı Sıcaklık-ısı transferi diyagramı	57
Şekil 4.14. a)Tek girişli b)Çift girişli c)Üç girişli d)Dört girişli dizilim	62
Şekil 4.15. Kızdırıcı ünitesi borular arası mesafeler.....	63
Şekil 5.1. Gaz türbini-Jeneratör grubu tasarım değerindeki sonuçlar.....	75

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Yanma denklemleri.....	17
Çizelge 3.2. Çeşitli ocaklarda geçerli hava fazlalık katsayıları	22
Çizelge 3.3. Bazı yakıtlar için CO ₂ oranları	29
Çizelge 3.4. CO yanması sonucu gaz bileşenlerin yüzdesi.....	30
Çizelge 4.1. Doğalgazın kapalı formülünün hesaplanması.....	35
Çizelge 4.2. Değişik sıcaklıklarda özgül ısı değerleri.....	37
Çizelge 4.3. Kazan özelliklerinin belirlenmesi	41
Çizelge 4.4. Gaz türbini dizayn parametreleri	44
Çizelge 4.5. İzin verilen boru metal sıcaklıkları	53
Çizelge 4.6. Bazı akışkan çiftlerinde yaklaşık U ısı geçiş katsayıları	55
Çizelge 4.7. Atık gazın HRSG'ye giriş özellikleri	56
Çizelge 4.8. Atık ısı kazanı dizaynı için yapılan diğer ön kabuller	56
Çizelge 4.9. Kızdırcı ünitesi tasarım değerindeki buharın özellikleri	60
Çizelge 4.10. Boru dışından akan atık gazın dizayn sıcaklığındaki özellikleri	62
Çizelge 4.11. Buharın özellikleri	65
Çizelge 4.12. Buharlaştırıcı dışındaki atık gazın özellikleri	67
Çizelge 4.13. Ekonomizördeki iş akışkanı termodinamik özellikleri	69
Çizelge 4.14. Ekonomizör çevresindeki atık gazın özellikleri	70
Çizelge 4.15. Finli boruda hatve ve yoğunluğuna (1 metre için) göre m ² alanlar	72
Çizelge 5.1. Gaz türbini-Jeneratör grubu ekserji ve enerji sonuçları.....	75

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
ASME	Amerikan Makine Mühendisleri Birliği
c_p	Özgül ısı (J/kg°C)
C	Isıl kapasite C(W/C)
ex	Molar özgül ekserji (kJ/kmol)
h	Birim kütlenin entalpisi (kJ/kg)
HRSG	Atık ısı kazanı
H_u	Alt ısııl değer (kJ/Nm ³)
K	Toplam ısı geçiş katsayısı (W/m ² °C)
m	Kütleli debi (kg/s)
M	Mol kütlesi (kg/kmol)
m ²	Metrekare
n	Mol sayısı (kmol)
p	Yoğunluk
P	Basınç (kPa veya bar)
Q	Birim zamanda ısı geçişi (kW)
R	Üniversal gaz sabiti (8,314 kJ/kmol K)
s	Entropi (kJ/kg K)
T	Sıcaklık (°C veya K)
T _E	Egzost gazı sıcaklığı(°C)
V	Hacimsel debi (m ³ /s)
V _H	Özgül duman gazı hacmi(Nm ³ /h)
ΔT_m	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı(°C)
T _{sat}	Doyma sıcaklığı (°C)

1. GİRİŞ

Çeşitli üretim işlemlerinde ısı enerjisi kullanılmaktadır. Bu ısı enerjisi; genellikle çeşitli enerji kaynaklarının bir çevrimden geçerek kullanılabilir enerjiye dönüşmesi elde edilir. Prosese giren bu kullanılabilir enerjide, yararlı enerjiye dönüşerek, gerekli işlemin yapılmasını sağlar. Gerek çevrimde gerekse proseste bazı enerji kayıpları meydana gelmektedir.

Enerji tasarrufunun temel amacı bu çevreye kaybolan ısıyı tutmak veya ekonomik olarak geri kazanmaktır. Bunun üç temel yöntemi vardır;

- Aynı üretimi daha az enerji harcayarak gerçekleştirmek
- Fazla yatırım gerektirmeyen pasif önlemler almak
- Yatırım gerektiren aktif geri kazanma tesisleri kurmak

Bu tür tasarruf amaçlı yatırımların yapılmasına karar verirken; yatırımı yapacak şirketlerin finans durumu, büyüme programları, vergilendirme oranları, banka faizleri, enflasyon, yakıt fiyatlarındaki artış oranları ve benzeri etkenler rol oynar, özellikle enflasyon ve yakıt fiyatlarındaki artış hızının doğru olarak belirlenmesi önemlidir. Atık ısı geri kazanma sistemlerinin ekonomikliği genel olarak aşağıdaki unsurlara bağlıdır.

- Yeterli miktarda ve sürekli atık ısı kaynağı mevcut olmalıdır.
- Atık ısının mevcut tesiste kullanım alanı bulunmalıdır.
- Atık ısının kaynağının sıcaklığı uygun limitler arasında olmalıdır.

Doğalgaz yakıtlı kazandan çıkan baca gazı, su buharı ve gazlardan meydana gelir. Baca gazı çiğlenme sıcaklığının altındaki bir sıcaklığa kadar soğutulduğunda ise baca gazı içerisindeki su buharı yoğuşacaktır. Yalnız buradaki yoğuşma saf bir su buharının yoğuşması olayı değildir. Yoğuşan su buharının yanında yoğuşmayan gazlarda bulunur ve bu yoğuşmayan gazlar buradaki ısı transferinde etkilidirler. Baca gazını çiğlenme noktası altına kadar soğutmak için yoğuşmalı ekonomizer denilen ısı değiştiricileri kullanılır. Baca gazının yoğuşmalı bir ekonomizerde yoğuşması olayı, gövde içinde yatay borularının dışında yoğuşmayan gazların varlığında buharın film yoğuşmasıdır. Baca gazı yoğuşabilen su buharı ile yoğuşmayan gazlardan oluşur. Bu nedenle buradaki ısı transferi olayı incelenirken sadece su buharı değil yoğuşmayan gazların varlığı da dikkate alınmak zorundadır.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Atık ısı kazanlarının uygulanmasına ait günümüzde yurt içi ve yurt dışında yapılan çok sayıda çalışma mevcuttur. Bu çalışmalardan bazılarına aşağıda yer verilmiştir.

Günnur Koçar ve diğerleri, İzmir'in biyokütle enerji potansiyeli belirlenmeye çalışılmış, bu kaynakların kullanımı açısından yerel sanayinin yapısı analiz edilmiştir. Biyokütle enerjisi sistem bileşenlerinin yerli firmalarla karşılanabileceği; projelendirme, montaj, imalat, otomasyon, satış ve bakım-onarım alanlarında hizmet verebilecek firmaların sayısının küçümsenmeyecek derecede olduğu, ancak, bilgi yetersizliğinden kaynaklı olarak sektörle ilgili herhangi bir girişimde bulunmadıkları saptanmıştır [1].

Ma ve diğerleri Çin'de sentetik kauçuk fabrikasında 98 °C proses atık ısısından absorpsiyonlu ısı yükseltici kullanarak 95 °C suyu 110 °C'ye ısıtmışlardır. Sistemin ITK değerinin 0,47 olduğu ve bu sistemin kendini 2 yılda amorti edeceği hesaplanmıştır [2].

Mostafazidah ve Kulick 90 °C sıcaklıktaki 4,45 MW atık ısıdan 140 °C sıcaklıkta 2,15 MW faydalı ısı elde edilen ve gıda fabrikasında kullanılan absorpsiyonlu ısı yükselticiyi raporlamışlardır. Sistemin geri ödemesi 2,48 yıl olarak hesaplanmıştır [3].

Mashimo 1981 ila 1987 arasında Japonya'da kurulan 10 adet absorpsiyonlu ısı yükselticisinin çalışmasıyla ilgili tecrübeleri raporlamıştır. Bu sistemlerin ağırlıklı olarak damıtma fabrikalarına kurulduğu, ısı kaynağının damıtma kulesinin üstündeki alkol buharı olduğu ve kurulma amacının buhar üretmek olduğu görülmektedir. Mashimo bu sistemlerin ortalama 2 yılda kendilerini amorti ettiklerini ve atık ısının %45'inden fazlasını geri kazandığını belirtmiştir [4].

French C. çalışmasında ekonomizörleri incelemiştir. Sıvı yakıtlı, kömür yakıtlı ve gaz yakıtlı sistemler için ekonomizör özelliklerine değinmiştir. Sıvı ve kömür yakıtli sistemlerde ekonomizör uygulaması ile %3, gaz yakıtlı sistemlerde ise %6,25 oranında yakıttan tasarruf edildiğini belirtmiştir. Yoğuşmalı ekonomizör sisteminin uygulanması durumunda ise yaklaşık ısı geri kazanımının %13, yakıt tasarrufunun ise %15'lerin üstünde olduğunu belirtmiştir [5].

Saito ve diğerleri çift kademeli absorpsiyonlu ısı yükselticisini deneysel ve numerik olarak çalışmışlardır. 90 °C atık sudan 180 °C derecede buhar elde eden 14 kW absorber

kapasiteli model ölçekli ve 200 kW absorber kapasiteli endüstriyel ölçekli iki sistemi üretmişlerdir. Yapılan simülasyon sonuçlarının deneysel sonuçlar arasındaki farkın ısıtma tesir katsayısı ve buhar üretim kütleli debisi için %10'dan düşük olduğunu bulmuşlardır [6].

Gibbs (1987) yaptığı çalışmada paket bir kazana ilave edilen ekonomizer kullanımıyla meydana gelen yakıt tasarrufunu incelemiştir. Yakıt tasarrufu iki ana başlık altında incelenmiştir. Bunlar;

- Kazandan çıkan baca gazlarından direk ısı geri kazanımı yardımıyla elde edilen yakıt tasarrufu
- Kazan çekişinin azalması ve soğuma kayıplarının minimize edilmesiyle elde edilen yakıt tasarrufudur.

Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda ortalama %6-16 arasında yakıt tasarrufu elde etmiştir [7].

Aras (1991) yaptığı çalışmada doğalgaz yakan sistemlerde yüksek sıcaklıklı baca gazları yardımıyla kazan yakma havasının ısıtılması veya 55°C'de sıcak su eldesi için reküperatör tasarımı ele almış ve reküperatör tasarımı için bir hesap yöntemi sunmuş ve örnek bir proje hazırlamıştır. Dizayn edilen reküperatörleri teknik ve ekonomik yönlerden mukayese etmiştir. Aşağıdaki sonuçlara varmıştır.

- Doğalgaz yakan sistemlere reküperatör ilavesiyle baca gazları 194°C'den 60°C'ye soğutulurken, baca gazından 1 045 000 kcal/h ısı çekileceği,
- Kazan veriminin %92'den %99,96'a yükseleceği,
- Baca gazında 19,57°C'lik soğumanın kazan verimini %1 artıracak,
- Kazan besleme suyunu ısıtmak için reküperatör kullanıldığında 5 Nm³/h yakıt tasarrufu sağlanacağı,
- Kazan yakma havasının ısıtılması ile hızlı yanma ve ateşlemenin daha stabil olacağıdır [8].

Selbaş (1992) çalışmasında atık ısı geri kazanım cihazlarını tanıtmış ve bu cihazların seçimindeki bazı kriterleri belirlemiştir. Atık ısı geri kazanım sistemi kurulmasına karar verildikten sonra, ne tip bir cihaz kullanılacağı ve diğer cihazlara göre üstünlüklerinin belirlenmesi gerektiğini, ısı geri kazanım cihazı belirlendikten sonra geri kazanılabilecek ısı miktarı hesaplanıp cihazın maliyetinin bulunması, ekonomik analize ışık tutan geri

ödeme süresinin belirlenmesini gerekliliklerini öne sürmüştür [9].

Wallace ve diğerleri vakum tüplü kollektörleri kullanan 200 kW elektrik kapasiteli bir sistem önermişlerdir. Elektrik üretiminde güneş katkısının yıllık %40 olacağı tasarım parametresi olarak seçilmiş ve bunu sağlamak için 16700 m² kollektör alanının olması ve 1000 m³'lük bir ısı depo seçilmesi gerektiği sunulmuştur. Yapılan ekonomik analiz sonucunda birim değere getirilmiş elektrik maliyetinin 0,38 CAD/kW-h olacağı bulunmuştur [10].

Marion ve diğerleri tek örtülü ve çift örtülü düz kollektörlerin doğrudan organik akışkan buharı üretmek üzere kullanıldığı organik Rankine çevrimini simule etmişlerdir. Çift örtülü düz kollektör kullanmanın güneş enerjisini %11'e kadar elektrik enerjisine çevirirken tek örtülü kollektörde bu değer %4 seviyesinde kaldığı sonucuna varılmıştır. Farklı organik akışkanlar için de değerlendirme yapılmış ancak organik akışkandan ziyade ısı kayıplarının çift örtülü sistemle azaltılmasının sistem verimliliği için daha önemli olduğu belirtilmiştir [11].

Alkhamis et al. (1998) yaptıkları çalışmada Mutah Üniversitesi kampüsünün ısı geri kazanımını incelemişlerdir. Isı geri kazanımı için öğrenci mutfağının iyi bir kaynak olacağını düşünmüşlerdir. Mutfak fırınından atmosfere atılan baca gazlarındaki enerjiyi geri kazanmak için bir ısı değiştiricisi tasarlamışlardır. Yaptıkları araştırmalar sonucunda ısı değiştirici sistemi yardımıyla atık ısı %60'dan fazlasının geri kazanılabileceğini ve bu yatırımın oldukça ekonomik olacağını belirtmişlerdir [12].

Wang ve diğerleri düz kollektörde organik akışkan buharı üretilen bir organik Rankine çevrimini deneysel olarak çalışmışlardır ancak deneylerinde genleştirici ya da türbin yerine kısılma vanası kullanmışlardır. Seçilen 1 saat için verilen sonuçlara göre organik akışkan debisinin sabit olduğu durumda %0,84 ısı çevrim verimi elde edilirken değişken debide %2,42 ısı verim elde edilmiştir. Bu sistemde ekonomizer kullanmanın sistemin verimini arttırmadığı görülmüştür çünkü kollektörlerin daha yüksek sıcaklıkta çalışması kollektör verimini azaltmaktadır [13].

Osakabe (2000) çalışmasında oksijenle yakılan baca gazındaki gizli ısı geri kazanımı için ısı değiştirici tasarımını önermektedir. Baca gazı akış yönü boyunca ısı değiştiricisindeki bir boyutlu ısı ve kütle denklilikleri yapılmıştır. Borularda buhar yoğunlaşması için modifiye edilmiş Sherwood sayısı dikkate alınarak duvardaki kütle absorpsiyon etkisine dikkat

çekilmiştir. Borulardaki ısı ve kütle transferi analog korelasyonla değerlendirilmiş ve borulardaki film yoğunlaşma ısı direnci ihmal edilmiştir. Oksijen ve yağın yanmasıyla oluşturulan baca gazından gizli ısı geri kazanımı için düzenlenen bir ısı değiştiricisinde ısı ve hidrolik davranışların deneysel çalışmaları yapılmıştır [14].

Kolev and Kolev (2002) yaptıkları çalışmada doğalgaz yakan bir kazanda oluşan baca gazlarının ısının geri kazanımı için lamelli yeni bir tip ısı değiştiricisi tasarlamışlardır. Kazanılan bu atık ısı, bölgesel ısıtma sistemindeki kazanların besleme suyunun ısıtılması için kullanılmaktadır. Isı ve kütle balanslarını içeren denge denklemlerinin hesaplanması için matematiksel bir model oluşturmuşlardır [15].

Çomaklı (2003) yaptığı tez çalışmasında Atatürk Üniversitesi ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Yapılan çalışmada kazandaki yanma olayı incelenerek kazanda meydana gelen tersinmezliklerin yerleri ve büyüklükleri tespit edilmiştir. Bölgesel ısıtma sisteminin diğer bölgelerinde meydana gelen enerji kayıpları hesaplanmış ve sistem üzerine etkileri incelenmiştir. Ayrıca kazanda elde edilen kızgın suyun ekserjetik maliyeti de hesaplanmıştır [16].

Ertay (1997), Türkiye’de konut sektörü için enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Bu çalışmada konut sektörünün diğer sektörlerle karşılaştırıldığında, en düşük ekserji verimliliğine sahip sektör olduğu görülmüştür [17].

Doldersum (1998), bir rafinerideki enerji ve ekserji kayıplarını hesaplamıştır. Çalışmasında, rafinerideki ekserji kayıplarında %70 oranında azalma gerçekleşebileceğini ve bu sayede önemli ölçüde yakıt tasarrufu sağlanabileceğini tespit etmiştir [18].

Kopaç (2000), çalışmasında bir güç santrali üzerinde enerji ve ekserji analizi yaparak en büyük ekserji kaybının atık ısı geri kazanım buhar kazanında gerçekleştiğini göstermiştir [19].

Rosen (2001), yapmış olduğu çalışmada enerji ve ekserji analizleri uygulayarak kömür ve nükleer yakıtla elektrik üretimini karşılaştırmış, enerji ve ekserji verimlerini, kömür yakıtlı proses için sırasıyla %37 ve %36, nükleer proses için ise %30 ve %30 olarak hesaplamıştır [20].

Rosen ve Dincer (2004), yaptıkları çalışmada kömür yakıtlı bir güç santraline enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Enerji ve ekserji analizini tüm sisteme ve sistemin tüm

bileşenlerine ayrı ayrı uygulayarak sonuçları analiz etmişlerdir [21].

Özçelik (2004), İzmir’de doğalgaz çevrim santraline ekserji analizi uygulamış ve bir blokta oluşan ekserji kaybını %72,1 olarak hesaplamıştır [22].

Kanoğlu ve arkadaşları (2005), yaptıkları çalışmada kurulu gücü 120 MW olan bir kojenerasyon termik santralin ekserji analizini yapmışlar ve santralin ekserji verimini %47 olarak hesaplamışlardır. Santralde en yüksek ekserji kaybının, toplam kaybın % 57’si ile motorlarda, ikinci en büyük ekserji kaybının ise Azottan Arındırma Ünitesinde olduğunu tespit etmişlerdir [23].

Ebadi ve Gorji-Bandpy (2005) yaptıkları çalışmada, elektrik üretimi yapan bir gaz türbininin ekserji analiziyle, türbin giriş sıcaklığındaki artışın ekserji verimi ve ekserji kayıpları üzerindeki etkisini incelemiştir [24].

Gool (1992), sanayi proseslerinin analizi için birinci kanun analizi yanında ekserji kavramının faydasını ayrıntılı olarak açıklamıştır. Buna göre ekserji analizi ile genel mühendislik yaklaşımı arasındaki temel farkın, ikinci kanunun kullanımından dolayı değil, termodinamik fonksiyonların değerlerini hesaplamak için farklı referans durumlarının kullanımından ileri geldiğini göstermiştir [25].

Rosen ve Scott (1992), bugün hidrojen üretimi için en önemli sanayi proseslerinden biri olan suyun elektrolizini de ele almışlardır. Suyun elektrolizi çalışması, toplam prosesi oluşturan çeşitli kademeler boyunca enerji ve ekserji akışlarını gözönüne alarak su ve ısıdan hidrojen üretmede kullanılan elektroliz prosesinin, termodinamik performansını oluşturmusedir. Bundan sonra, en önemli kayıpların hangi ünite ve neden meydana geldiğini göstermişlerdir [26].

Tsatsaroni (1993), bir enerji tesisine, enerji sistemlerinin optimum tasarımını ve performansını hesaplamak için mühendislik ekonomisinin genel kavramları ile ekserjinin biraraya getirilmesinden oluşan termoekonomik analizi uygulamıştır [27].

Erduranlı (1997), Karabük Demir Çelik fabrikasındaki termik santralin ekserji analizini yapmıştır. Termik santrali oluşturan kazan, kondenser, ısıtıcılar ve türbinin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda en büyük kayıp oluşan ünite kazan olarak tespit edilmiştir [28].

Moran ve Sciubba (1994) petrol, dogalgaz ve kömür gibi yenilenemeyen enerji kaynaklarını sistemlerin efektif sekilde kullanmalarının önemine dikkat çekmişlerdir. Ayrıca bu enerji kaynaklarının uygulama alanları üzerinde hem ekserji prensiplerinin hem de enerji analizinin mevcut literatürünü başarıyla kullanarak atık ve kayıpların büyüklüğü, tipi ve meydana geldiği yerleri tespit etmişlerdir [29].

Bhattacharjee (2010) çalışmasında endüstriyel atık ısı geri kazanım sistemleri için birkaç uygulama sunmuştur. Bunlardan biri de kimya fabrikasında yoğunlaşmalı ekonomizer kullanımıyla ilgilidir. Yoğunlaşmalı ekonomizerde kazan baca gazları çığlenme noktasından daha aşağıya soğutulularak ısı geri kazanılır. Kazanılan bu ısı genellikle besleme suyunu ısıtmakta kullanılır. Yoğunlaşmalı ekonomizer kullanımıyla tasarruf edilen doğalgaz miktarı 273802 m³ olup bunun parasal değeri 104580 \$'dır. Bu sistemin uygulama maliyeti 347000 \$ olup geri ödeme süresi 3,32 yıldır [30].

Dunbar (2010) yaptığı tez çalışmasında Yates Güç Santralinde düşük baca gazı sıcaklığı (120-125°F) kullanan tesiste baca gazındaki suyun %23-24 geri kazanılmıştır. Bunun için ısı değiştirici tasarımı, teorik ve deneysel çalışmalar yapmıştır. Deneysel çalışmalarda su soğutmalı ısı değiştiricisi kullanmıştır. Isı değiştiricide baca gazı boruların dışından, boruların içinden de soğutucu su geçmektedir. Hava soğutmalı ısı değiştiricisinin de tasarımı için de kanat kullanılması düşünülmüş, bunun dizaynı, yapımı ve deneysel testlerinin pahalı olması nedeniyle nümerik simülasyonu yapılmıştır [31].

Tetik (2011) yaptığı tez çalışmasında doğalgaz yakıtlı bireysel ısıtma sisteminden elde edilen deneysel verileri toplayıp Mühendislik Denklem Çözücüsü yazılımında kullanarak geliştirilen bir programda sistemin enerji ve ekserji analizi ile baca gazı egzoz analizini yapmıştır [32].

Chen et al. (2012) çalışmalarında 40 MW'lık büyük ölçekli bir bölgesel ısıtma sistemine yoğunlaşmalı kazan ilave edilmesinin fizibilitesini yapmışlardır. Yoğunlaşmalı kazanlarla baca gazı içerisindeki su buharından gizli ısı geri kazanımıyla birlikte tüm ısıtma sisteminin geleneksel kazanlardan daha yüksek verimlere ulaşabileceği belirtilmiştir. Bu çalışmada tek geçişli gövde borulu yoğunlaşmalı ısı değiştirici tasarımı yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar temel alınarak paslanmaz çelik konstrüksiyon malzemesi kullanılması durumunda yaklaşık 4900 m²'lik toplam ısı transfer alanı gerektiği, ısı değiştiricinin karbon çelikten yapılarak tüplerin dışının korozyona dayanıklı polipropilen ile kaplanması

durumunda ise bu kaplamanın boru duvarının ısı direncini artıracak için ısı transfer alanı yaklaşık 5800 m² olarak hesaplanmıştır. Ekonomik analiz için net şimdiki değer hesaplama yöntemine göre karbon çelikli ısı değiştiricinin geri ödeme süresi 2 yıl, paslanmaz çelikli ısı değiştiricinin geri ödeme süresi 5 yıl olması nedeniyle karbon çelik yoğunlaştırıcı tercih edilmiştir [33].

Şahin (2006), kok gazı, yüksek fırın gazı ve kömür kullanan bir kuvvet santralının, enerji kaybı yönünden analizini yapmış ve sisteme iyileştirme önerileri yaparak verimliliğini arttırmayı hedeflemiştir. Bu amaçla tesisteki tüm ünitelerin ayrı ayrı enerji ve ekserjilerini hesaplamıştır. Ayrıca tesiste sıcaklık ve basınç düşürme istasyonlarının kaldırılması ve yerine yeni bir karşı basınçlı türbin-generatör tesis edilmesiyle 6600 kW'lık bir elektrik enerjisi kazanılabileceğini ortaya çıkarmıştır. Bu iyileştirme sonucunda, tesisin 1. kanun ve 2. kanun verimlerinin sırasıyla %2,27 ve %2,21 oranında artacağını belirtmiştir [34].

Özkan (2009), çalışmasında Ereğli Demir ve Çelik Fabrikaları Kuvvet Santralının her bir ünitesi için enerji ve ekserji hesaplamaları yapmış ve hesaplamaları sonucunda sistemin toplam ekserji tahribini 1187,55 MW, iyileştirme potansiyelini ise 800,84 MW olarak bulmuştur [35].

Mert ve arkadaşları (2012), yaptıkları çalışmada Ereğli Demir Çelik Fabrikasına ait gaz türbinli bir kojenerasyon tesisinin ekserji ve ekonomik analizini yapmışlardır. Tesiste en yüksek ekserji kaybının yanma odasında olduğu ve burada sistemin performansı açısından geliştirme potansiyeli olduğunu, sistemdeki en yüksek verime sahip bileşenin gaz türbini olduğunu ve en az ekserji kaybının gaz türbininde olduğunu belirtmişlerdir [36]

Coşkun ve arkadaşları (2013), yaptıkları çalışmada Çayırhan Termik Santralinde enerji ve ekserji analizleri yapmışlardır. Termik Santralın ısı ve ikinci yasa verimleri sırasıyla %38 ve %53 olarak bulmuşlardır. Termik Santral'de en fazla ekserji kayıplarının sırasıyla; kazan, türbin grupları, kondenser, ısıtıcı grup ve pompa gruplarında meydana geldiğini belirtmişlerdir [37].

Bozdaş ve arkadaşları (2019), yaptığı çalışmada doğalgaz yakan bir gaz türbini-jeneratör grubunda yanma sonucu oluşan duman gazı ısısından kızgın buhar eldesi için atık ısı kazanı tasarımını ele almış ve örnek bir proje hazırlamıştır. Dizayn edilen atık ısı kazanı teknik yönden mukayese etmiştir [38].

3. ATIK ISININ KULLANABİLİRLİĞİ

Atık ısı, herhangi bir üretim işleminden çıkan ve çevre sıcaklığının yeter derecede üzerinde bulunan ısının geri kazanılması mümkün olan kısmıdır. Atık ısı sıcaklık derecesine göre sınıflandırılabilir, 650 °C'nin üzerinde yüksek sıcaklıkta atık ısı, 120-650 °C arasında orta sıcaklıkta atık ısı ve 120 °C'nin altında düşük sıcaklıkta atık ısı olarak kabul edilebilir. Yüksek ve orta sıcaklıkta atık ısı buhar eldesinde de, elektrik üretiminde veya yakma havasının ısıtılmasında kullanılabilir. Düşük sıcaklıkta atık ısı ise genellikle hacim ısıtma için uygundur.

3.1. Atık Isının Değerlendirilmesi

Sanayide tüketilen enerjinin yaklaşık yarısı atık ısı olarak atılmaktadır. Amaç, mümkün olan en uygun yalıtım önlemlerinin alınmasıyla atık ısının asgariye indirilmesi ve kalanın mümkün olduğu kadar değerlendirilmesi, geri kazanılması olmalıdır.

Atık ısının geri kazanılmasının ekonomikliği çeşitli unsurlara bağlıdır;

- Atık ısı için aynı tesiste kullanma yeri olmalıdır.
- Yeter miktarda atık ısı mevcut olmalıdır.
- Atık ısının sıcaklığı çok önemlidir.
- Isı kaynağı ile kullanım yeri arasındaki uzaklığın fazla olması, geri kazanma işlemini gereksiz hale sokabilir,
- Isı geri kazanma sisteminin enerji kullanımı ihmal edilmemelidir.

Atık ısı, geri kazanılmış enerjinin nihai kullanımına göre de sınıflandırılabilir, örneğin, yakma işleminde kullanılan hava, sıcak atık gazlarla ısıtıldığında aynı işlemin enerji tüketimi azalmış olur. Diğer taraftan, şayet sıcak gazlar başka bir işlemde kullanılacak buhar veya sıcak su eldesi için kullanılırsa bu ikincil bir değerlendirme olarak kabul edilir, bu halde toplam enerji tüketiminde azalma olmasına rağmen, atık ısının kaynağı olan işlemde bir enerji azalması olmamaktadır, hatta bazı uygulamalarda bir artışta söz konusu olabilir.

Atık ısıdan yararlanma sistemleri genel olarak iki ana grup altında incelenebilir.

- Atık ısıdan direkt yararlanma sistemleri,
- Atık ısıdan dolaylı olarak yararlanma sistemleri.

3.2. Atık Isıdan Yararlanma Sistemleri

Endüstriyel tesislerde atık ısıdan direkt ve dolaylı olmak üzere iki şekilde yararlanılabilir.

3.2.1. Atık ısıdan direkt yararlanma sistemleri

Bu yöntemde, atık ısıdan herhangi bir ısı değiştirgeci sistemi kullanmaksızın direkt olarak yararlanılır. Bu tür sistemlere örnek olarak, herhangi bir üretim işleminden çıkan atık baca gazları, direkt olarak yanma havası ile karıştırılarak, yanma havasının ön ısıtılmasında kullanılabilir veya bu baca gazlarından direkt olarak proses hammaddesinin kurutulmasında yararlanılabilir.

Atık ısıdan direkt yararlanma sistemleri diğer atık ısı sistemlerine nazaran hem daha ucuz hem de uygulanması daha kolaydır. Ancak bu sistemin birçok yerde kullanılabilmesini sınırlayan önemli sakıncaları da vardır. Örneğin baca gazlarıyla direkt olarak proses hammaddesinin kurutulması sistemi göz önüne alınırsa, baca gazları genellikle bünyesinde kükürt ve rutubet ihtiva ederler. Baca gazları sıcaklığı, kurutma işlemi sırasında, çiğ noktası sıcaklığının altına düşerse, oluşacak asit hem ürünlerin kalitesini olumsuz yönde etkileyecek hem de baca ve benzeri yüzeylerde korozyona yol açacaktır. Bu sakıncalarından dolayı atık ısıdan direkt yararlanma metodunun başarı ile uygulanabilirliği, prosesten prosese değişiklik göstermektedir. Bu metot, üretimin etkilenmediği sürece dolayısıyla yalnız korozyon probleminin söz konusu olduğu durumlarda, ekonomiklik açısından diğer sistemlere tercih edilebilir.

3.2.2. Atık ısıdan dolaylı yararlanma sistemleri

Doğrudan kullanımın mümkün olmadığı hallerde, ısı transferini sağlayan çeşitli ısı değiştirgeci sistemleri kullanılabilir. Bu tür sistemlerde geri kazanılan atık ısı aşağıdaki şekillerde değerlendirilebilir.

- Kazana giriş suyunun veya yanma havasının ön ısıtılmasında,
- Herhangi bir ısı eşanjörü sistemi ile sıcak su veya sıcak hava ısıtılmasında,
- Atık ısı kazanları ve buna bağlı donanım grubu kullanılarak buhar üretimi,
- Mevcut tesisin herhangi bir yerinde ısı işleme girecek hammadde veya yarı mamul maddelerin ön ısıtılmasında,

3.3. Isı Enerjisinin Kullanılabilirliği

Herhangi bir iş makinesi farklı sıcaklıktaki iki kaynak arasında belirli bir çevrime göre çalışır. Sıcak kaynaktan alınan ısıdan ancak bir kısmı işe çevrilir, geriye kalan kısım soğuk kaynağa verilir. Bir çevrimden elde edilebilecek iş, Q sıcak kaynaktan alınan, Q_0 ise soğuk kaynağa verilen ısıyı gösterdiğine göre;

$$w = Q - |Q_0| \quad (3.1)$$

Bağıntısı ile bilinir. Belirli bir Q değeri için soğuk kaynağı terk eden Q_0 ısı enerjisi ne kadar küçükse W işi de o kadar büyük olacak demektir, ancak Q_0 çevre şartları ile sınırlandırılmıştır, zira çevrenin basınç, sıcaklık ve kimyasal bileşimini değiştirmek mümkün değildir. O halde çevrimden elde edilebilecek iş için bir üst sınır vardır, bu sınır aşılamaz. Buna göre sisteme verilen ısının ancak belirli bir kısmı işe dönüştürülebilir, işte bu kısma “faydalı enerji” adı verilir.

İç enerjide aynen işe çevrilemez. Örneğin kapalı bir sisteme adyabatik genişleme suretiyle iş yaptırılmak istensin. İş ilk ve son konumlar arasındaki iç enerji farkına eşit olacağından ve iç enerjinin son değeri çevre şartları ile sınırlandırılmış bulunacağından iç enerjinin tamamı işe dönüştürülemeyecektir. Yukarıda söylenenlerin ışığında E toplam enerjiyi ifade ettiğine göre genel olarak;

$$E = E_f + E_0 \quad (3.2)$$

yazılabilir. Burada E_f enerjinin işe çevrilebilen faydalı (kullanılabilir) kısmını, E_0 ise atılan ve bir daha kullanılması mümkün olmayan ölü kısmını göstermektedir. Faydalı enerji E_f genel anlamda yalnız işe değil başka bir enerjiye çevrilmesi mümkün olan enerji şeklinde düşünülmelidir. Örneğin elektrik enerjisi, kinetik ve potansiyel enerjiler, mekanik iş aynen başka enerji şekillerine döndürülebilir, o halde bunlar faydalı enerji grubuna girerler. Buna karşılık çevrenin depo edilmiş enerjisini, aynı şekilde çevreye karşı yapılmış ve çevrenin iç

enerjini artırarak çevreye terk edilmiş olan ötelenme işini tekrar kazanmak, başka enerji şekline çevirmek olanağı yoktur, bu nedenle bunlar ölü enerji grubuna girer. Anlaşılabileceği üzere üç tip enerji vardır;

- Mekanik enerji, elektrik enerjisi gibi diğer enerji şekillerine tamamen dönüştürülebilen faydalı enerji
- Isı enerjisi ve iç enerji gibi diğer enerji şekillerine kısmen dönüştürtebilen enerji
- Çevre enerjisi, çevreye karşı yapılan öteleme işi gibi başka enerji şekillerine dönüştürülemeyen ölü enerji

Faydalı ve ölü enerjilerin oranları değiştirilebilir, fakat toplamaları daima aynı kalır. Buna göre termodinamiğin 1.kanunundan çıkarılan enerjinin korunması prensibi “bütün işlemlerde faydalı ve ölü enerjilerin toplamı değişmez” şeklinde ifade edilebilecektir. Faydalı ve ölü enerjilerin nasıl değişebilecekleri ikinci kanunla belirtilmektedir.

- Tersinir olmayan bütün işlemlerde faydalı enerji ölü enerjiye dönüşür.
- Yalnız tersinir işlemlerde faydalı enerji sabit kalır.
- Ölü enerjiyi faydalı enerjiye dönüştürmek olanaksızdır.

3.3.1. Isı geçişi halinde enerji kaybı

T_A sıcaklığındaki A cisminden T_B sıcaklığındaki bir B cismine Q ısısı geçsin. A cisminin verebileceği faydalı enerji

$$E_{fA} = \left(1 - \frac{T_a}{T_A}\right) Q \quad (3.3)$$

B cisminin alacağı faydalı enerji ise

$$E_{fB} = \left(1 - \frac{T_a}{T_B}\right) Q \quad (3.4)$$

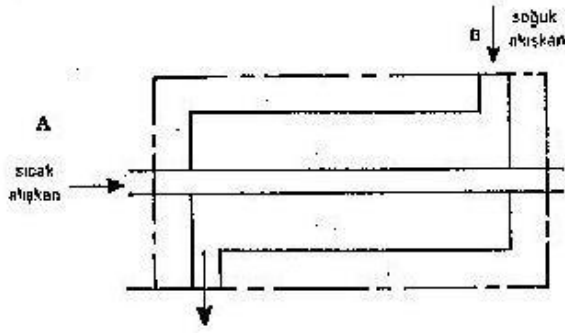
olacağından aradaki enerji farkı;

$$E_{fA} - E_{fB} = T_a \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} \right) Q \quad (3.5)$$

değerindedir. $T_B < T_A$ olduğuna göre

$$E_{fA} - E_{fB} = E_k \geq 0 \quad (3.6)$$

bulunur. Yani ısı geçişi faydalı enerjiyi azaltmakta dolayısıyla ölü enerjiyi artırmaktadır, böylece E_k ile gösterilen bir enerji kaybı doğmaktadır. Bir ısı değiştiricideki faydalı enerji kaybı bu yolla hesaplanabilir.



Şekil 3.1. Isı değiştiricide faydalı enerji kaybı

Şekil 3.1’de verilen akışa göre bir A sıcak akışkanından bir B soğuk akışkana ısı geçişinde doğan enerji kaybı

$$E_k = \int_{\text{giris}}^{\text{cikis}} T_a \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} \right) dQ \quad (3.7)$$

şeklinde ifade edilebilir.

$$- \int_{\text{giris}}^{\text{cikis}} \frac{dQ}{T_A} = \Delta S_A, \text{ ve } - \int_{\text{giris}}^{\text{cikis}} \frac{dQ}{T_B} = \Delta S_B$$

olduğuna göre,

$$E_k = T_a(\Delta S_A + \Delta S_B) = T_a(m_A \Delta S_A + m_B \Delta S_B) \quad (3.8)$$

şeklinde hesaplanabilecek demektir. m_A , m_B A ve B maddelerin kütlelerini gösterir. Yukarıdaki açıklanan hususlar açıkça gösteriyor ki ısı enerjisinin tamamının başka bir enerji şekline dönüştürölmesi mümkün olmamaktadır. Gerek iş üretiminde, gerekse ısı geçişinde faydalı enerjinin bir kısmı muhakkak süratle bir işe yaramayan, bir daha kullanılması mümkün olmayan ölü enerjiye dönüşüp kaybolmaktadır.

Endüstriyel tesislerde kullanılan bir buhar kazanının buhar üretebilmesi için yeterli sıcaklık seviyesinde bir ısı kaynağına ihtiyaç gösterir. Bu amaçla genellikle buhar kazanlarının ocaklarında fosil yakıtların yakılması ile oluşan enerjiden yararlanılır. Yanma olayı, yakıt içinde yer alan yanabilir bileşenlerinin, havanın oksijeni ile kimyasal olarak hızla birleşmesi olayıdır. Demirin havanın oksijeni ile birleşmesi hızlı ve ısı çıkarıcı olmadığından yanma olmayıp oksitlenmedir. Bu bölümde kömür, fuel-oil veya doğalgaz gibi fosil yakacakların yanması üzerinde durulacaktır.

Yakıt içerisindeki temel yanabilir elemanlar karbon, hidrojen ve bunların bileşikleridir. Yanma işleminde bu yanabilen elemanlar ve bileşikler karbondioksit ve su buharına dönüşürler. Yakıtların çoğunda az oranda kükürt bulunur. Her ne kadar kükürt yanabilen bir madde olarak yakıtın ısı değerine belirli ölçüde katkıda bulunsa da bileşiklerinin korozyon karakteri dolayısıyla zararlıdır.

Kazanlarda, yanma için gerekli oksijenin kaynağı havadır. Hava, oksijen, azot ve az miktarda su buharı, karbondioksit, argon ve diğer elemanların karışımı olmakla beraber yanma olayında hacimsel olarak %21 oksijen, %79 azot olarak kabul edilir.

İdeal durumda yanma olayı, oksijen ve yakıt elemanlarının teoride istenen tam oranlarda (stokiyometrik oran) karıştırılması ile meydana gelir. Ancak bir buhar kazanını fazladan oksijen göndermeksizin teorik seviyede oksijenle istenilen biçimde çalıştırmak mümkün değildir. Pratik'te iyi yanma şartlarına, atmosferden alınan fazla hava şeklinde ocağa fazladan oksijen beslenmesi ile ulaşılır. Bu fazla havanın miktarı yakıtın ve yanma elemanlarının cinsine göre değişir.

Yanma işleminde, iyi bir yanmanın amacı yanmadaki verimsizlikler ve fazla hava sebebi ile olan kayıpları en aza indirerek yakacakta mevcut bütün ısı enerjisinin tamamının açığa çıkarılmasıdır. Yanabilen elemanlarla oksijenin birleşmesi tutuşması için yeteri kadar yüksek sıcaklığa çok iyi bir karışıma veya türbülansa ve yanmanın tamamlanması için bir zamana gerek vardır. Bu üç faktör yani sıcaklık, hava burgacı ve zaman iyi bir yanmanın temel şartıdır. Atık ısı geri kazanma tesislerinin ve bu tesislerde kullanılan ekipmanların tasarımlarının yapılabilmesi için, atık maddelerin yanı sıra atık ısıdan yararlanma amacına bağlı olarak kullanılan, yararlanma akışkanının (su, buhar, hava vb.) karakteristik değerlerinin bilinmesi gerekmektedir.

3.4. Yakıtlar ve Yanma

Yanma hesaplarında yanma reaksiyonu denklemlerinde teorik oksijen ihtiyacı esas alınır. Çizelge 3.1’de yanma denklemlerinin kısmi listesi verilmiştir. Bu denklemlerde ayrıca ifade edilen reaksiyon sonunda açığa çıkan ısı enerjisi de belirtilmiştir.

Bu bölümdeki bütün yanma hesapları Çizelge 3.1’de verilen temel kimyasal denklemlere dayandırılacaktır. Bu denklemler sadece reaksiyona hangi elemanların katıldığını göstermekle kalmaz aynı zamanda hangi moleküler oranlarda katıldıklarında gösterir.

3.4.1. Yanma ısısı

Bir buhar kazanının ocağında yanabilen elemanların oksijenle birleşmesi sonucu açığa çıkan ısı enerjisi sadece yanma sonucu oluşan son ürünlere bağlıdır. Yanma reaksiyonu sırasında oluşan ve sonuçta son ürünlere dönüşen ara ürünler, yanma ısısının miktarı açısından önemli değildir.

Çizelge 3.1. Yanma denklemleri

Y a k ı t	Molekül Kütlesi	Reaksiyon	Reaksiyon Isısı	
			kJ/kg	kJ/Nm ³
Karbon	12	$C + O_2 \rightarrow CO_2$	32 796	-
Hidrojen	2	$H_2 + 0,5O_2 \rightarrow H_2O$	141 886	12 109
Kükürt	32	$S + O_2 \rightarrow SO_2$	9 300	-
Metan	16	$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$	55 590	37 746
Etan	30	$C_2H_6 + 3,5O_2 \rightarrow 2CO_2 + 3H_2O$	51 870	66 768
Propan	44	$C_3H_8 + 5O_2 \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O$	50 000	96 500
Bütan	58	$C_4H_{10} + 6,5O_2 \rightarrow 4CO_2 + 5H_2O$	49 540	125 562
Karbonmonoksit	28	$CO + 0,5O_2 \rightarrow CO_2$	10 108	11 990

Bu kanun basitçe karbon ile oksijen arasındaki reaksiyonlarında gösterilebilir.



Eğer reaksiyon Eş. 3.1 bağıntısında olduğu gibi tek adımda meydana geliyorsa ortaya çıkan ısı 393 560 kJ/kmol olup bu değer reaksiyonun iki adımda olması yani önce karbon ve

yarım kmol oksijenin karbonmonoksit oluşturması sonra bu karbon monoksitin tekrar yarım kmol oksijenle birleşerek CO₂ meydana getirmesi, halindeki açığa çıkan toplam ısı enerjisine eşittir.

Bu örnekte görülen çok önemli bir hususta karbonun oksijenle iki biçimde reaksiyona girebilme ihtimalinin olmasıdır. Yakma elemanının tasarımı ve yakma yöntemi, yakıt-oksijen karışımındaki karbonun yanmasında son ürünün tamamen CO₂ olmasının gerçekleştirilmesini sağlamalıdır. Aksi takdirde yanma veriminde ve açığa çıkan ısıda önemli kayıplar meydana gelir. Görüldüğü gibi son ürünün CO₂ yerine CO olması halinde yaklaşık %28 oranında daha az ısı retilenmektedir.

3.4.2. Yakıt ısıl değerinin llmesi

Yakıt ısıl değeri veya yanma ısısı buhar kazanları pratiğinde 1 kg (veya 1 Nm³) yakıtın tam yanması sonucunda yanma ürünleri evre sıcaklığına getirildiğine göre üretilen ısı enerjisi olarak ifade edilir. Yakıtın ısıl değeri yakıt cinsine bağlıdır ve yakıtın tam yakılması şartı ile yanma şekline göre değişmez.

Yakıt ısıl değeri genellikle kalorimetrede yanma sırasında ortaya çıkan ısının doğrudan ölçülmesi ile belirlenir. Katı ve sıvı yakıtlar için çoğunlukla bomba kalorimetresi kullanılır ve yanma sabit hacimde meydana gelir. Gaz yakıt kalorimetreleri ise daha ziyade sürekli akış biçimindedir ve yanma sabit basınçta olur. Pratikte buhar kazanlarındaki yanma da sabit atmosferik basınçta meydana gelir. Ancak pratikte kullanılan yakıtlar için sabit basınçta ve sabit hacimdeki ısıl değerler arasındaki fark ihmal edilecek kadar küçük olduğundan kalorimetre ile ölçülen ısıl değerler buhar kazanlarındaki yanmalar için de geçerli sayılabilir.

3.4.3. Alt ve st ısıl değerler

Hidrojen ve nem içeren bütün yakıtlarda yanma ürünleri içinde su buharı bulunur. Yakıtın ısıl değeri bu su buharının buhar fazında mı, yoksa yoğuşmuş olarak sıvı fazında mı bulunduğuna bağlı olarak değişir. Kalorimetre deneylerinde yanma ürünleri başlangıç sıcaklığına kadar soğutulduğundan bütün su buharı yoğuşmuş haldedir. Bu durumda suyun gizli buharlaşma ısısını da içeren yakıtın st ısıl değeri ölçülmüş olur. Hâlbuki buhar kazanlarında olduğu gibi bütün yanma ürünleri gaz fazında ise alt ısıl değer söz konusudur

ve bu değer, üst ısı değerinden mevcut su buharının gizli buharlaşma ısısı kadar düşük olacaktır. Yanma ürünlerinin tamamının gaz fazında olması halinde tarif edilen bu ısı değeri ile üst ısı değeri arasında,

$$H_u = H_o - 2440w_T \quad (3.12)$$

şeklinde bir bağıntı vardır. Burada H_u (kJ/kg) alt ısı değeri H_o (kJ/kg) üst ısı değeri ve w_T (kg/kg) 1 kg yakıttan oluşan toplam subuharı miktarıdır. 2440 değeri ise suyun 25 °C'de gizli buharlaşma ısısıdır.

3.4.4. Yakıtın elementel (Ultimate) analizine göre ısı değeri hesabı

Yakıtın elemansel analizi biliniyorsa ısı değeri kolaylıkla hesaplanabilir. Katı veya sıvı yakıt analizi,

$$C + H + O + S + N + W + A = 1 \text{ kg}$$

şeklinde verildiğine göre, Çizelge 3.1'deki yanma denklemlerinden yanabilen elemanlar olarak karbon, hidrojen ve kükürt göz önüne alınırsa,

$$H_o = 327\,96C + 141\,886 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 9300S \text{ kJ/kg} \quad (3.13)$$

yazılabilir. Bu ifadaki $O/8$ terimi yakıt içerisindeki oksijenin hidrojenle daha önce H_2O olarak birleşik halde bulunduğu kabulünden gelir. Yakıtın kendi oksijeni ile bağlı bulunan bu hidrojen miktarı yakıtın toplam hidrojen içeriğinden çıkarılarak reaksiyona girebilecek serbest hidrojen miktarı bulunur. Alt ısı değeri ise,

$$H_u = H_o - 2440(W + 9H) \text{ kJ/kg} \quad (3.14)$$

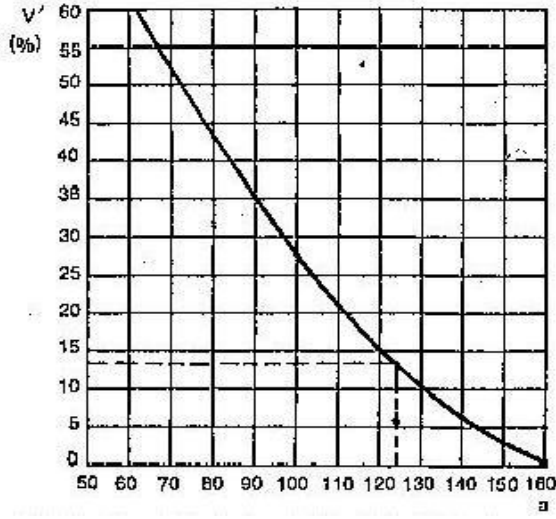
şeklinde hesaplanır.

3.4.5. Yakıtın çabuk (Proximate) analizine göre ısı değeri hesabı

Katı yakacaklar için sadece sabit karbon, uçucu madde, kül ve nem oranlarını içeren çabuk analiz verilmiş ise,

$$H_o = 418(82C_s + aV) \text{ kJ/kg} \quad (3.15)$$

şeklinde bilinen deneysel Goutal formülü kullanılabilir. Burada a sabit bir değer olup Şekil 3.2'den okunabilir. Bu şekilde görülen $V' = \frac{V}{(V + C_s)}$ net yakacağın uçucu madde oranı anlamındadır.



Şekil 3.2. Goutal bağıntısındaki " a " değerinin bulunması

3.4.6. Yakma havası miktarının bulunması

Buhar kazanlarında kullanılan katı ve sıvı yakıtlarda yanabilen elemanlar sadece karbon, hidrojen ve kükürt olduğundan, bu yakıtların yanabilmeleri için gerekli oksijen ve hava miktarları Çizelge 3.1'de verilen yanma denklemleri yardımıyla bulunabilir. Burada hatırlanması gereken formüller, yanma reaksiyonuna giren bütün gaz reaktant ve ürünlerinin ideal gaz olduğu ve 1 kmol gazın $22,4 \text{ Nm}^3$ hacim işgal ettiği ve havanın hacimsel olarak %79 azot ve %21 oksijenden oluştuğudur. Buna göre elemansel analizi biline 1 kg yakacağın yanabilmesi için gerekli teorik hava miktarı ki buna “teorik özgül hava miktarı” adı verilir, aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$V_{ho} = \frac{100}{21} \left[\frac{22,4}{12} C + \frac{11,2}{2} \left(H - \frac{O}{8} \right) + \frac{22,4}{32} S \right] \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (3.16)$$

Gaz yakıtlar için karbonlu hidrojenleri kendilerini meydana getiren karbon ve hidrojene ayırmak yerine karışımı meydana getiren gaz bileşenlerinin ihtiyacı olan hava miktarı doğrudan Çizelge 3.1'deki yanma denklemleri yardımıyla bulunabilir. Örneğin, hacimsel analizi aşağıdaki gibi verilen yakıtın yakılması için gerekli teorik özgül hava miktarı bulunmak istensin.

$$\text{CO} = 0,40 \text{ H}_2 = 0,40 \text{ CH}_4 = 0,10 \text{ CO}_2 = 0,05 \text{ N}_2 = 0,05 \text{ ise,}$$

$$\text{CO} + \text{H}_2 + \text{CH}_4 + \text{CO}_2 + \text{N}_2 = 1 \text{ Nm}^3$$

Çizelge 3.1'deki denklemler yardımıyla,

$$V_{\text{ho}} = \frac{100}{21} \left(\frac{1}{2} \text{CO} + \frac{1}{2} \text{H}_2 + 2\text{CH}_4 \right) \quad (3.17)$$

$$V_{\text{ho}} = \frac{100}{21} \left(\frac{1}{2} 0,40 + \frac{1}{2} 0,40 + 2 \cdot 0,10 \right) \quad (3.18)$$

$V_{\text{ho}} = 2,857 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$ olarak bulunur.

Yukarıda hesaplanan V_{ho} hava miktarı, daha öncede kısaca ifade edildiği gibi, yakacak ile hava her noktada ideal bir şekilde karıştığına göredir ve teorik bir değerdir. Pratikte ocaklarda, yakacağın ve ocağın cinsine göre bir miktar hava yakacakla temas etmez ve yanma olayına katılmadan bacaya gider. İşte bu nedenle pratikteki yanmaya karşı gelen gerçek bir yanma için havayı yukarıda bulunan teorik miktardan daha fazla göndermek gerekir. Gerçek hava miktarı V_h ile gösterilirse n birden büyük bir katsayı olmak üzere,

$$V_h = nV_{\text{ho}}, \quad n > 1 \quad (3.19)$$

n katsayısına hava fazlalık katsayısı denir. Teorik yanma halinde $n=1$ olacaktır. Hava fazlalık katsayısı yakacağın ve ocağın cinsine göre değişir. Çizelge 3.2'de çeşitli ocaklarda geçerli hava fazlalık katsayısı verilmiştir [5].

Çizelge 3.2. Çeşitli ocaklarda geçerli hava fazlalık katsayıları

Yakıt Cinsi	Ocak Cinsi	Hava Fazlalığı
Toz Kömür	Tamamı Su Soğutmalı, Yaş Veya Kuru Tip Ocaklı	1,25-1,20
	Kısmı Su Soğutmalı Kuru Tip Ocaklı	1,15-1,40
Parçalanmış Kömür	Siklon Ocaklar	1,10-1,15
Tane Kömür	Atmalı Stokerle Mekanik Besleme	1,30-1,60
	Su İle Soğutmalı Titreşimli Izgara	1,15-1,50
	Alttan Beslemeli	1,20-1,50
	Elle Besleme	1,60-2,00
Yakıt Yağı(Fuel-Oil)	Yağ Yakıcılar(Hava Üflemeli)	1,05-1,10
	Karma(Toz Kömür+Sıvı)Yakıt Yakıcılar	1,10-1,20
Doğalgaz	Hava Üflemeli Yakıcılar	1,07-1,12

Hava fazlalık katsayısı arttıkça duman gazı miktarı artacağından bacadan duyulur ısı şeklinde atılan ısı miktarı artar, buna karşılık yeterli hava bulunmaması sonucunda doğan ve karbonun karbon monoksit şeklinde yanması anlamına gelen eksik yanma kaybı azalır. O halde duyulur ısı kaybı ile eksik yanma kaybı toplamını minimum yapan bir hava fazlalık katsayısı vardır. Buna uygun değer hava fazlalık katsayısı denir.

3.4.7. Yanma ürünleri miktarlarının bulunması

Yanma ürünleri de Çizelge 3.1’de verilen yanma denklemleri ve yakacağın elemansel analizi ile bulunabilir. Katı ve sıvı yakacaklar için teorik tam yanma halinde yanma ürünleri içindeki gaz bileşenleri CO₂, SO₂, H₂O ve N₂ olacaktır. Yakacağın elemansel analizi bilindiğine göre yanma ürünleri hacimleri,

$$V_{CO_2} = \frac{22,4}{12} C \quad (3.20)$$

$$V_{SO_2} = \frac{22,4}{32} S \quad (3.21)$$

$$V_{H_2O} = \frac{22,4}{2} H + \frac{22,4}{18} W \quad (3.22)$$

$$V_{N_2} = 0,79V_{ho} + \frac{22,4}{28}N \quad (3.23)$$

Yukarıdaki bağıntılarda V değerleri 1 kg yakacağın yakılması sonucunda ortaya çıkan gaz hacimlerini Nm^3 cinsinden ifade eden özgül gaz miktarlarıdır. İndisler özgül gaz miktarının ait oldukları gazları göstermektedir. Teorik özgül duman miktarı V_{go} (Nm^3/kg) ile gösterilirse,

$$V_{go} = 8,89C + 21,1\left(H - \frac{O}{8}\right) + 3,34S + 0,8N + 1,224(W + 9H) \quad (3.24)$$

şeklinde bileşenlerin toplamı olarak bulunur. Çoğu zaman yakıt içindeki azottan gelen 0,8N terimi ihmal edilir. Pratikte tam yanma belirli bir n hava fazlalık katsayısı ile gerçekleştirilebildiğinden, hava fazlalığı tam yanma halinde $(n-1)V_{ho}$ kadar fazla hava hiç reaksiyona girmeden doğrudan yanma ürünlerine geçer. Bu durumda gerçek özgül duman miktarı için,

$$V_g = V_{go} + (n - 1)V_{ho} \quad (3.25)$$

bağıntısının yazılabileceği açıktır.

Yukarıda verilen bağıntılarda yanma ürünleri su buharı da içerdiğinden V_g özgül yaş duman miktarı adını alır. Soğukta yapılan gaz analizi gibi bazı hallerde yanma gazlarındaki su buharı yoğunlaşmıştır. Su buharı içermeyen bu gazlara kuru duman denir. V_{gkr} ile gösterilecek olan özgül kuru duman miktarı,

$$V_{gkr} = V_g - V_{H_2O} = V_g - 1,244(W + 9H) \quad (3.26)$$

bağıntısı ile belirlenebilir.

3.4.8. Deneysel bağıntılar

Buraya kadar verilen bağıntılar yardımı ile yanma ürünleri ve yakma havasının hesaplanabilmesi için yakacağın elemansel analizinin bilinmesine gerek vardır. Hâlbuki birçok halde yakacağın sadece çabuk analizi ve ısı değeri bilinir. Bu gibi durumlarda yaklaşık bir hesap yapabilmek için deneylerden elde edilmiş aşağıdaki ifadeler kullanılabilir.

Katı yakacaklar için,

$$V_{ho} = 0,241 \frac{H_u}{1000} + 0,5 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (3.27)$$

$$V_{go} = 0,227 \frac{H_u}{1000} + 1,375 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (3.28)$$

Sıvı yakacaklar için,

$$V_{ho} = 0,293 \frac{H_u}{1000} - 1,37 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (3.29)$$

$$V_{go} = 0,368 \frac{H_u}{1000} - 3,765 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (3.30)$$

Doğalgaz için,

$$V_{ho} = 0,26 \frac{H_u}{1000} - 0,25 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (3.31)$$

$$V_{go} = 0,27 \frac{H_u}{1000} + 0,25 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (3.32)$$

Bu bağıntılarda H_u yakacağın alt ısı değeri, katı ve sıvı yakacaklarda (kJ/kg), gaz yakacaklarda (kJ/Nm³) birimlerindendir.

3.4.9. Yanmanın kontrolü

Bütün yanma olaylarında, yanma ürünlerinin analiz edilmesi ile yanmanın iyi veya kötü olduğu hakkında bir fikir elde edilebilir. Bu şekilde yanmanın hangi hava fazlalık katsayısında yapıldığı duman gazları içinde CO, H ve C_xH_y gibi yanmamış ürünlerin bulunup bulunmadığı incelenebilir. Böylece hem hava kirliliği açısından hem de yakacak ekonomisi açısından sistem kontrol altına alınır.

Buhar kazanlarında yanmanın değerlendirilmesi ve kontrolü amacı ile baca gazlarının analizi yapılır. Bu analiz işlemi büyük kazanlarda uygun noktalara yerleştirilmiş sondalar vasıtası ile sağlanan numune gaz üzerine sürekli olarak yapılır. Yanma veriminin sürekli kontrolünün pahalı olduğu orta ve küçük kapasiteli kazanlarda ise zaman zaman baca gazı analizi yapılarak yanma kontrol edilmeli ve gerekli düzeltmeler yapılmalıdır. Tekil

ölçmelerde daha çok orsat cihazı gibi kimyasal esaslı gaz analizörleri kullanılır. Sürekli ölçmeler için ise, gazların çeşitli fiziksel özelliklerine dayanan fiziksel esaslı gaz analizörleri, genelde daha uygundur. Gaz analizi sonunda duman gazı içindeki CO_2 , O_2 , CO ve aradaki fark ile N_2 bileşenlerinin yüzdeleri saptanır. Sürekli veya tekil bir analiz işleminde bu bileşenlerden bir veya birkaçı ölçülür. Değerlendirme bu ölçülen değerlere göre yapılır.

Baca gazı içerisindeki O_2 miktarı yanma işleminin statüsünü belirlemek açısından önemlidir. Bu bileşenin varlığı yanmayı daima kullanılandan daha fazla oksijen (hava fazlalığı) gönderildiğini gösterir. Tam yanma halinde baca gazlarındaki normal O_2 değerleri doğru hava fazlalığı ile çalıştığını ifade eder. Eğer aşırı O_2 bileşeni mevcutsa, bacadan gereksiz yere ısıtılan hava miktarının, dolayısıyla baca kayıplarının yüksek olduğu anlaşılır. Öte yandan baca gazları içinde yanmamış gazlar ve CO bulunmamalıdır. Bu bileşenlerin mevcudiyeti yanmanın tam olmadığını gösterir. Yakıt cinsine yakma yöntemine ve kazan büyüklüğüne bağlı olarak izin verilebilecek CO yüzdesi değişir. Ancak en kötü hallerde bile kazanlarda baca gazı içindeki CO yüzdesi %0,1-0,5 mertebelerini aşmamalıdır. O halde yanmanın değerlendirilmesi ve kontrolü için yanmanın hangi hava fazlalığı ile gerçekleştiğini ve ürünler içinde hangi oranda CO bulunduğu bilinmelidir.

Yakma havasının miktarı veya hava fazlalığı ya doğrudan yakıt ve hava debilerinin ölçümü ile veya çoğu halde komple bir baca gazı analizi ile belirlenebilir. Aşağıda, baca gazı ve yakıt analizleri bilindiğinde, hava fazlalığının bulunması ile ilgili çeşitli grafik ve analitik yöntemler belirtilmiştir.

3.4.10. Ostwald diyagramı

Ostwald diyagramı yanmanın kontrolü açısından önemli bir yer teşkil etmektedir. Yanma sonucunda ortaya çıkan karbondioksit ve oksijen miktarı bize yanmanın kalitesi hakkında bir fikir vermeye yeterlidir. Diyagramı çizmek için kuru duman gazlarındaki maksimum karbondioksit oranı ve oksijen oranını bilmek yeterlidir. Katı veya sıvı yakıtlar için hazırlanan bu diyagramda, kullanılan yakıtın yakılması sonucu oluşan ürünler içindeki $\text{CO}_2 - \text{O}_2$ hacimsel yüzdeleri arasındaki ilişki ifade edilmiştir. $\text{CO}_2 - \text{O}_2$ eksen takımında önce iki özel haldeki CO_2/O_2 bağıntısı işaretlenir.

Tam yanma hali

Eğer yakacağın içindeki karbonun α kadar kısmı CO şeklinde $(1-\alpha)$ kadar kısmı CO_2 şeklinde yanıyorsa tam yanma halinde $n \geq 1$, $\alpha=0$ olacaktır. Bu durumda,

$$\text{CO}_2 = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{gkr}}} \quad (3.33)$$

şeklinde tanımlanan CO_2 oranı,

$$\text{CO}_2 = \frac{1,868C}{V_{\text{gokr}} + (n - 1)V_{\text{ho}}} \quad (3.34)$$

şeklinde yazılabilir. Hava fazlalık katsayısının $n=1$ değeri için, tamamen yakıtı bağlı olan ve $\text{CO}_{2\text{max}}$ ile gösterilen, yanma sonucu duman gazları içinde ulaşılabilecek en yüksek CO_2 oranı bulunur.

$$\text{CO}_{2\text{max}} = \frac{1,868C}{V_{\text{gokr}}} \quad (3.35)$$

Ayrıca $V_{\text{gokr}} = V_{\text{ho}}$ kabul edilirse ki hidrojen zengin olmayan katı ve sıvı yakıtlar için bu yaklaşıklık doğrudur.

$$n = \frac{\text{CO}_{2\text{max}}}{\text{CO}_2} \text{ bağıntısı bulunur.} \quad (3.36)$$

$$\text{O}_2 = \frac{0,21(n - 1)V_{\text{ho}}}{V_{\text{gkr}}} \quad (3.37)$$

şeklindedir. Bu bağıntılardan tam yanma halinde, CO_2 ile O_2 oranları arasında doğrusal,

$$\text{CO}_2 + \frac{100}{21} \text{CO}_{2\text{max}} \text{O}_2 - \text{CO}_{2\text{max}} = 0 \quad (3.38)$$

bağıntısı bulunur. Bu denklem Ostwald diyagramında Şekil 3.3’de AB ile gösterilen bir doğruya karşıt gelir. Bu doğru boyunca A’dan B’ye gidildikçe n değeri bir ile sonsuz arasında değişir. Çoğu zaman değişken olarak n yerine $\eta = 1/n$ değeri kullanılır. Bu durumda η değeri AB aralığında bir ile sıfır arasında değişir.

Teorik yanma hali ($n=1$, $0 < \alpha < 1$)

Teorik yanma halinde teorik miktarda oksijen gönderilmesine karşılık eksik yanma sonucu bir kısım oksijen reaksiyona girmeden duman gazlarına geçecektir. Bu halde,

$$V_{gkr} = V_{gokr} + V_{O_2} \quad (3.39)$$

$$V_{CO_2} = 1,868C(1 - \alpha) \quad (3.40)$$

$$V_{O_2} = 1,868C \frac{\alpha}{2} \quad (3.41)$$

olacaktır. Yukarıdaki değerler yardımıyla doğrusal,

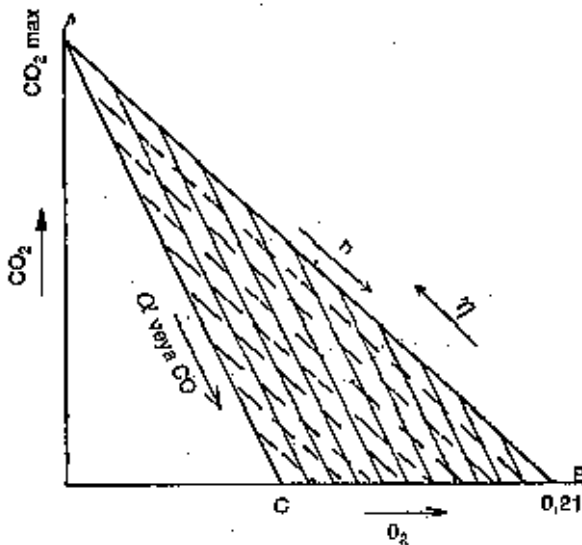
$$CO_{2max} - CO_2 = O_2(CO_{2max} + 2) \quad (3.42)$$

bağıntısı bulunur. Bu doğru üzerinde A'dan C'ye ilerledikçe α oranı artar. Her sabit α değeri sabit bir CO değerine karşılık gelir.

$\alpha = 0$ için $CO = 0$

$$\alpha = 1 \text{ için } CO = \frac{1,868C}{V_{gokr} + 1,868 \frac{C}{2}}$$

değerindedir. Ostwald diyagramında ABC üçgeni AC doğrusuna paralel sabit n doğruları ve AB doğrusuna paralel sabit CO doğruları ile bölünerek ölçeklendirilir.



Şekil 3.3. Ostwald diyagramı

Şekil 3.3’de herhangi bir sıvı veya katı yakıt için hazırlanan Ostwald diyagramında ABC üçgenine yanma bölgesi denir ve yakıtın yanması sonucu baca gazları içinde ölçülen CO_2 ve O_2 yüzdelerinin keşştirilmesi ile elde edilen nokta mutlaka bu üçgen içine düşer. Aksi takdirde ölçmede bir hata yapılmış demektir. Bulunan noktadaki n ve CO oranı değerleri diyagramdan okunabilir.

A noktası teorik ve tam yanmayı, B noktası sonsuz hava fazlalığı ile yanmayı, C noktası ise karbonun tamamının CO şeklinde yandığı teorik eksik yanmayı gösterir.

3.4.11. Kuru baca gazı hacimsel yanma diyagramı

Bir seri baca gazı analizi yapıldığında hava fazlalığı çabuk bir şekilde belirlemede yararlı bir diyagram da EK-1’de görülmektedir. Bu diyagram, herhangi bir orsat analizinden yakılan yakıtın cinsini gösterdiği gibi yakıtlar arasındaki ilişkiyi de gösterir. Çeşitli tip yakıtlar şeklin sağ üst tarafında referans harfleri ile belirtilmiştir. Bu harflerin karşılıkları Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Her orsat analizi bu diyagramda bir nokta olarak işaretlenebilir. Herhangi belirli bir yakıt için geçerli bütün analiz noktaları, referans noktasından $\text{O}_2 - \text{CO}/2 = 0$ hattındaki $\text{CO}_2 + \text{CO}$ değerinin $\text{CO}_{2\text{max}}$ değerine eşit olduğu noktaya çizilen doğru üzerinde bulunur.

İyi bir gaz analizi sonuçları şekilde yerine işaretlendiğinde referans noktası ile bu noktayı birleştiren doğrunun $\text{O}_2 - \text{CO}/2 = 0$ hattını kestiği nokta yakıt cinsini belirler. Kesim noktası en yakın yakıt referans harfi ile belirlenen ve belirli bir yakıt için geçerli olan $\text{CO}_{2\text{max}}$ değerini verir [8].

Çizelge 3.3. Bazı yakıtlar için CO₂ oranları

Yakıt	Hacimsel Co ₂ Oranı(%)	Refrans Harfi (Şekil3.3)
Hava Gazı(Co %6)	9,23-10,6	A
Doğal Gaz	11,6-12,7	D
Fuel Oil(Yakıt Yağı)	14,25-16,35	F
Zift	17,5-18,4	H
Yağlı Kömür	17,7-19,3	I
Odun Kömürü	18,6	J
Siyah Likör	18,6	J
Linyit,Kok	19,2	L
Antrasit	19,3-19,85	M
Ağaç Kabuğu	20,1	O
Odun	20,1-20,5	P
Küspe	20,65	R
Saf Karbon	20,9	S
Yüksek Fırın Gazı	24,6-25,3	T

3.4.12. Analitik bağıntılar

Baca gazları içindeki CO, CO₂ ve O₂ oranları ile n hava fazlalık katsayısı arasında ostwald diyagramından yararlanarak çok faydalı iki bağıntı kurulabilir. Şekil 3.4’de de pratikteki bir yanma M noktası ile işaretlenmiştir. M noktasına karşıt gelen yanmada belirli bir hava fazlalığı ve belirli bir eksik yanma söz konusudur. Bu halde iken yanmaya katılmayan fazla oksijen ile ortaya çıkan eksik yanma ürünü CO gazının tamamen yakıldığı düşünülürse şekil üzerindeki M’ noktasına ulaşılır. Hava fazlalığında bir değişme olmadığından M ve M’ aynı n hava fazlalık doğrusu üzerindedirler. CO gazı yanması,



denkleminde göre meydana geldiğinden M ve M’ noktalarındaki gaz bileşenlerinin yüzdeleri aşağıdaki gibidir [8].

Çizelge 3.4. CO yanması sonucu gaz bileşenlerin yüzdesi

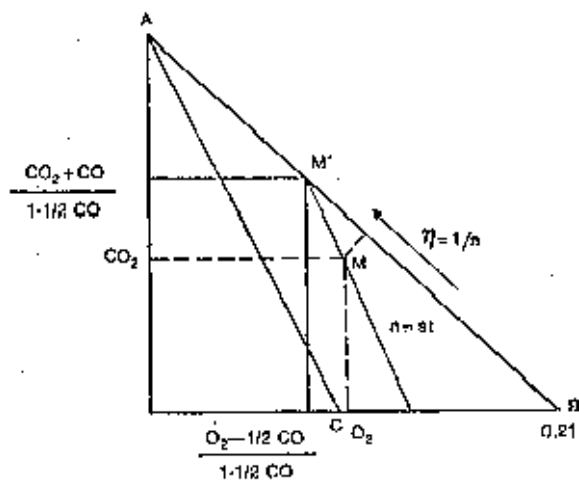
Bileşenin Adı	M Noktasında	M' Noktasında
Karbondioksit	CO ₂	$(CO_2 + CO)/(1 - \frac{CO}{2})$
Karbonmonoksit	CO	0
Oksijen	O ₂	$(O_2 - \frac{CO}{2})/(1 - \frac{CO}{2})$
Azot	N ₂	$N_2/(1 - \frac{CO}{2})$
Toplam	1,00	1,00

Bu değerler yardımı ile ve şekilden üçgen bağıntılarını kullanarak,

$$\frac{CO_{2\max}}{n} = \frac{CO_2 + CO}{1 - \frac{CO}{2}} \quad (3.44)$$

$$\frac{O_2 - \frac{CO}{2}}{1 - \frac{CO}{2}} = 0,21(1 - \frac{1}{n}) \quad (3.45)$$

denklemleri elde edilir. Bu denklemler yardımıyla hiçbir diyagram kullanmaksızın yakıtın analizi biliniyorsa yanma ürünlerinden ikisinin ölçülmesi halinde üçüncü ürünün yüzdesini ve hava fazlalığını hesaplamak mümkündür.(Şekil 3.4)



Şekil 3.4. Oswald diyagramı yardımı ile analitik ifadelerin bulunması

Sadece baca gazı analizi bilindiği hallerde yüzde olarak hava fazlalılığının bulunması için verilen bir başka yaklaşık ifade ise,

$$\% \text{hava fazlalığı} = 100 \frac{O_2 - \frac{CO}{2}}{0,264N_2 - (O_2 - \frac{CO}{2})} \quad (3.46)$$

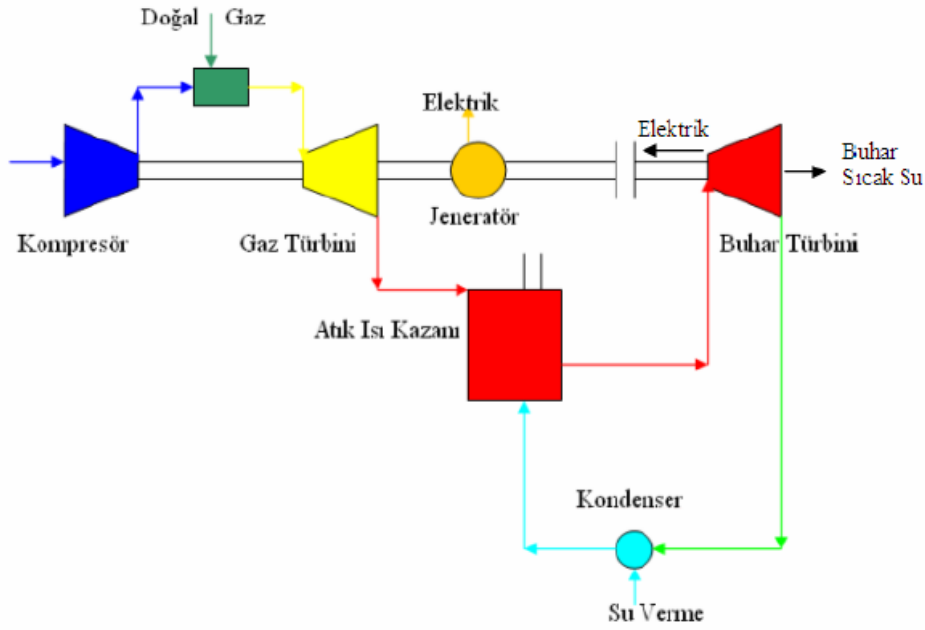
şeklindedir. Bu ifade, azot içeriği düşük olan fosil yakıtlar için geçerlidir.

4. ATIK ISI KAZAN TASARIMI

Endüstriyel tesislerde atık ısının geri kazanımı ısı değiştiricilerinin aracılığıyla gerçekleşir. Isı değiştiriciler; farklı sıcaklıklara sahip iki akışkan arasında, birbiri içerisinde karışmalarına müsaade etmeden, ısı transferinin gerçekleştirildiği cihazlardır. Yaygın olarak; Isıtma sistemlerinde, klima sistemlerinde, kimyasal proseslerde ve güç santrallerinde kullanılır. Bir ısı değiştiricisinin özelliklerinin belirlenmesinde ısı transfer kapasitesi, akışkanların sıcaklıkları, her bir akışkan devresinde boru içi ve boru dışında izin verilebilecek basınç düşümleri, ısı değiştiriciye giren akışkanların özellikleri ve hacimsel debilerin bilinmesi gerekir. Bu değerler ısı değiştiricisinin tasarım parametreleridir ve maliyette belirleyici etkileri vardır.

Atık ısı kazanı, egzost gazının girişi ile çıkışı arasında, kızdırıcı, buharlaştırıcı (evaporator) ve ekonomizer gibi bölümlerden oluşan ters akımlı bir ısı değiştiricidir. Atık ısı kazanları, kombine bir çevrimde gaz türbinlerindeki yanma sonucu ortaya çıkan egzost gazından faydalı buhar elde edilmesini sağlar.

Rankine çevriminde, iş akışkanı ilk önce ekonomizer bölümüne girer ve doyma sıcaklığının çok az altında bir sıcaklığa kadar ısıtılır, daha sonra evaporatör bölümünde buhar haline dönüşür ve bu doymuş buhar kızdırıcı bölümünde tekrar ısıtılarak kızgın buhar olarak buhar türbinine verilebilir. Bu olay, tek basınç kademeli bir kazan-buhar türbini grubu için verilen bir Rankine çevrimidir. Ancak kazan-buhar türbini gruplarının tekrar kızdırmalı veya tekrar kızdırmaz, iki ya da üç basınç kademesi için kazan içinde ayrı ayrı yer alır. Bu basınç kademelerine bağlı olarak Rankine çevrimi de kendi içindi ayrı ayrı çevrimler oluşturur. Atık ısı kazanında üretilen buhar türbinine verilerek türbin kademelerinde genişler. Böylece, ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülmüş olur. Türbinin tahrik edilmesiyle de türbine bağlı jeneratörden elektrik enerjisi üretilir. Buhar türbininden çıkan düşük basınç ve sıcaklıktaki buhar kondensere gelir ve burada soğutma sistemi vasıtasıyla yoğunlaştırılarak, su haline dönüştürülür. Daha sonra, kondensat pompaları ile içlerindeki yoğunlaşmamış gazın alınması için besleme suyu tankına gönderilir. Su, besleme suyu tankından besleme suyu pompaları ile tekrar atık ısı kazanına gönderilir. Bu şekilde, Rankine kapalı çevrimi kazan, buhar türbini ve kondenser arasında sirküle eder. Şekil 4.1’de örnek akış diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 4.1. HSRG içeren gaz türbin tesisi akış şeması

Bir atık ısı kazanı tasarımında ana parametreler aşağıdaki gibidir,

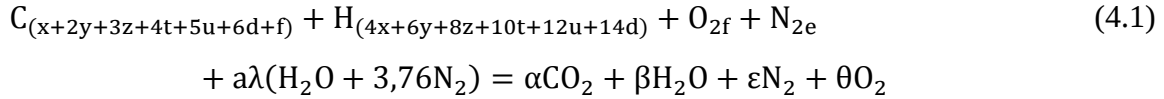
- Atık ısı akışkanının sıcaklığı
- Atık ısı akışkanının debisi
- Isı aktarım yüzeylerinin malzemesi
- Atık ısı akışkanı için izin verilebilen en düşük sıcaklığı
- Isıtılan akışkanın kimyasal bileşimi
- Isıtılan akışkanın izin verilen en son sıcaklığı

HRSG içeren bir kombine gaz türbini tesisinde yakıt olarak doğalgaz kullanılabilir. Doğalgaz, %95 metan, az miktarda etan, propan, bütan ve karbondioksitten oluşan renksiz, kokusuz, zehirsiz ve havadan hafif bir gazdır. Metan molekülünün kimyasal yapısının basit olması nedeniyle yanma işlemi kolay olup yanma tam gerçekleşir. Bu nedenle duman, is, kurum ve kül oluşturmaz. Bu çalışmada atık ısı kazanı hesaplamalarında yakıt olarak doğalgaz düşünülmüştür. Doğalgazın kimyasal içeriği ve hacimsel yüzde değerleri kapalı formülünün hesaplanması için gereklidir. Aşağıdaki Çizelge 4.1’de doğalgazın içeriği ve kapalı formülünün hesaplanması verilmiştir.

Çizelge 4.1. Doğalgazın kapalı formülünün hesaplanması

	Kimyasal Formülü	Mol Kesri	Kapalı Formülü	
Metan	CH ₄	x	C	x+2y+3z+4t+5u+6d+f
Etan	C ₂ H ₆	y		
Propan	C ₃ H ₈	z	H	4x+6y+8z+10t+12u+14d
Bütan	C ₄ H ₁₀	t		
Pentan	C ₅ H ₁₂	u	O	2f
Hegzan	C ₆ H ₁₄	d		
Azot	N ₂	e	N	2e
Karbondioksit	CO ₂	f		

Yakıtın nemli hava ile tam yanması reaksiyonu sonucunda meydana gelen yanma ürünleri ve mol miktarları aşağıda gösterilmiştir.



Tepkime sonucu yanma ürünleri olarak CO₂, H₂O, O₂ ve N₂ oluşur. Yanma ürünlerinin mol miktarları kmol cinsinden aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\alpha = n_{CO_2} = x + 2y + 3z + 4t + 5u + 6d + f \quad (4.2)$$

$$\beta = n_{H_2O} = 4x + 6y + 8z + 10t + 12u + 14d \quad (4.3)$$

$$a = 2x + 3,5y + 5z + 6,5t + 8u + 9,5d \quad (4.4)$$

$$\theta = n_{O_2} = (\lambda - 1)(2x + 3,5y + 5z + 6,5t + 8u + 9,5d) \quad (4.5)$$

$$\varepsilon = n_{N_2} = (\lambda)(7,52x + 13,15y + 18,85z + 24,24t + 30,8u + 35,75d) \quad (4.6)$$

Toplam baca gazı miktarı;

$$n_{bg} = n_{O_2} + n_{N_2} + n_{H_2O} + n_{CO_2} \quad (4.7)$$

Baca gazı miktarı kmol cinsinden hesaplanabilir. Baca gazlarını bileşenlerin her birinin mol kesri;

$$\text{Karbondioksit Oranı} = x_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}}{n_{bg}} \quad (4.8)$$

$$\text{Su Buharı Oranı} = x_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}}{n_{bg}} \quad (4.9)$$

$$\text{Azot Oranı} = x_{N_2} = \frac{n_{N_2}}{n_{bg}} \quad (4.10)$$

$$\text{Oksijen Oranı} = x_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_{bg}} \quad (4.11)$$

şeklinde hesaplanır.

Baca gazlarını oluşturan bileşenlerin her birinin molar özgül ısıları;

$$\bar{c}_{p-CO_2} = 22,26 + 5,98 \times 10^{-2}(T_{bg}) - 3,50 \times 10^{-5}(T_{bg}^2) + 7,46 \times 10^{-9}(T_{bg}^3) \quad (4.12)$$

$$\bar{c}_{p-H_2O} = 32,24 + 0,19 \times 10^{-2}(T_{bg}) + 1,05 \times 10^{-5}(T_{bg}^2) + 3,59 \times 10^{-9}(T_{bg}^3) \quad (4.13)$$

$$\bar{c}_{p-O_2} = 25,48 + 1,52 \times 10^{-2}(T_{bg}) - 0,71 \times 10^{-5}(T_{bg}^2) + 1,31 \times 10^{-9}(T_{bg}^3) \quad (4.14)$$

$$\bar{c}_{p-N_2} = 28,90 - 0,15 \times 10^{-2}(T_{bg}) + 0,80 \times 10^{-5}(T_{bg}^2) - 2,87 \times 10^{-9}(T_{bg}^3) \quad (4.15)$$

şeklinde hesaplanır. Yukarıdaki formülde T_{bg} , baca gazlarının sıcaklığını göstermektedir ve birimi K'dir.

Baca gazlarının ortalama özgül ısısı;

$$\bar{c}_{p-ort} = \bar{c}_{p-CO_2} \times (x_{CO_2}) + \bar{c}_{p-O_2} \times (x_{O_2}) + \bar{c}_{p-H_2O} \times (x_{H_2O}) + \bar{c}_{p-N_2} \times (x_{N_2}) \quad (4.16)$$

formülüyle hesaplanır.

Bir buhar kazanında buhar üretiminde kazan verimine bağlı olarak yakmamız gereken yakıtın yanması sonucunda ortaya çıkan duman gazının miktarının hesaplanması gereklidir. Bunun için yakıt analizini yapıp yanma denklemlerini kurup hem duman gazı hacmini hesaplamamız ve hem de sıcaklığa bağlı ısı tutumu (i-t) eğrisini çizmek gerekir. EK-2'de verilen baca gazı fiziksel özelliklerinde yanma sonucu oluşan duman gazlarının sabit hacim özgül ısınma ısıları sıcaklığa bağlı bir polinom şekline getirilerek yakıt analizine ulaşılamadığı zaman kabul edilebilir bir yaklaşımla özgül ısı hesaplamalarında kullanılabilecektir. Denklemi oluşturmak için lagrange enterpolasyon formülü yazılabilir. Aşağıdaki Çizelge 4.2'de duman gazının sıcaklıkla değişen özgül ısınma ısıları gösterilmiştir.

Çizelge 4.2. Değişik sıcaklıklarda özgül ısı değerleri

T(°C)	0	400	800	1200
$\bar{c}_{p-ort}$ (kcal/Nm ³ °C)	0,323	0,392	0,392	0,415

$$L_i = \prod_{\substack{i=0 \\ i \neq k}}^n \frac{x - x_i}{x_k - x_i}$$

$$P_n(x) = \sum_{k=0}^n L_k(x)f(x_k)$$

n=4 olduğuna göre, denklem oluşturulursa,

$$L_0 = \frac{(x - x_1)(x - x_2)(x - x_3)}{(x_0 - x_1)(x_0 - x_2)(x_0 - x_3)} \quad (4.17)$$

$$L_1 = \frac{(x - x_0)(x - x_2)(x - x_3)}{(x_1 - x_0)(x_1 - x_2)(x_1 - x_3)} \quad (4.18)$$

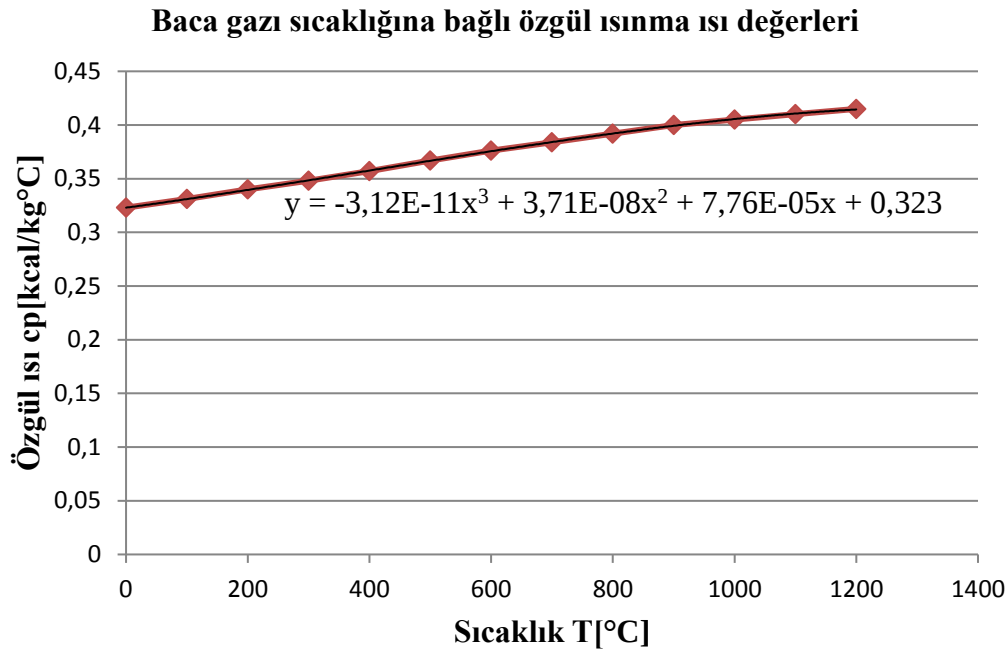
$$L_2 = \frac{(x - x_0)(x - x_1)(x - x_3)}{(x_2 - x_0)(x_2 - x_1)(x_2 - x_3)} \quad (4.19)$$

$$L_3 = \frac{(x - x_0)(x - x_1)(x - x_2)}{(x_3 - x_0)(x_3 - x_1)(x_3 - x_2)} \quad (4.20)$$

denklemleri yazılabilir. Değerler yerine yazılıp düzenlenirse,

$$\bar{c}_{p-ort} = -3,12 \cdot 10^{-11}T^3 + 3,71 \cdot 10^{-8}T^2 + 7,76 \cdot 10^{-5}T + 0,323 \quad (4.21)$$

elde edilebilir. Şekil 4.2’de özgül ısınma ısıları grafik gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Özgül ısınma ısıları grafiksel gösterimi

Baca gazı bileşenlerinin molar debilerinin belirlenebilmesi için öncelikle toplam baca gazı molar debisinin belirlenmesi gerekmektedir, aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir.

$$P_{bg} \times V_{bg} = n_{bg} \times \bar{R} \times T_{bg} \quad (4.22)$$

Baca gazlarının birim zamandaki mol miktarı da aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$n_{bg} = \frac{m_{bg}}{M_{bg}} \quad (4.23)$$

Yukarıdaki formülde n_{bg} ; baca gazlarının birim zamandaki mol sayısını gösterir ve birimi kmol'dur.

Baca gazının mol kütlesi ise;

$$M_{bg} = (x_{CO_2}) \times M_{CO_2} + (x_{H_2O}) \times M_{H_2O} + (x_{N_2}) \times M_{N_2} + (x_{O_2}) \times M_{O_2} \quad (4.24)$$

şeklinde hesaplanır. Formüldeki M_{bg} ; baca gazının mol kütlesi; M_{CO_2} ; karbondioksitin mol kütlesi, M_{H_2O} ; suyun mol kütlesi, M_{O_2} ; oksijenin mol kütlesi M_{N_2} ; azotun mol kütlesidir ve birimleri kg/kmol'dur. Yakıtın yanmasıyla elde edilen yakıt enerjisinin bir kısmı baca

gazlarıyla dışarı atılmaktadır. Baca gazlarının taşıdığı enerji; baca gazları sıcaklığından ileri gelen duyulur enerji ve baca gazlarındaki su buharının taşıdığı gizli enerjidir.

Baca gazlarının duyulur enerjisi;

$$E_{bg-duyulur} = n_{bg} \times \bar{c}_{p-ort} \times (T_{bg} - T_0) \quad (4.25)$$

Baca gazlarındaki su buharının gizli enerjisi ise

$$E_{bg-gizli} = n_{bg} \times (x_{H_2O}) \times M_{H_2O} \times h_{fg} \quad (4.26)$$

şeklinde hesaplanır. Formülde h_{fg} , suyun buharlaşma ısısı olup birimi kJ/kg'dır. Toplam baca kayıpları ve yüzde baca kaybı;

$$\%e_{kayıp-duyulur} = \frac{E_{bg-duyulur}}{E_{Yakıt}} \times 100 \quad (4.27)$$

$$\%e_{kayıp-gizli} = \frac{E_{bg-gizli}}{E_{Yakıt}} \times 100 \quad (4.28)$$

$$\%e_{kayıp-toplam} = \%e_{kayıp-duyulur} + \%e_{kayıp-gizli} \quad (4.29)$$

Doğalgaz yakıtlı ve HRSG içeren bir kombine gaz türbini tesisinden çıkan baca gazı, su buharı ve gazlardan meydana gelir. Baca gazı çiğlenme sıcaklığının altındaki bir sıcaklığa kadar soğutulduğunda ise baca gazı içerisindeki su buharı yoğuşacaktır. Yalnız buradaki yoğuşma saf bir su buharının yoğuşması olayı değildir. Yoğuşan su buharının yanında yoğuşmayan gazlarda bulunur ve bu yoğuşmayan gazlar buradaki ısı transferinde etkilidirler. Baca gazını çiğlenme noktası altına kadar soğutmak için yoğuşmalı ekonomizer denilen ısı değiştiricileri kullanılır. Yoğuşmalı ekonomizerde boru demetleri üzerinden baca gazı geçirilirken boru içlerinden soğuk su dolaştırılır. Baca gazındaki su buharı soğuk suya ısını vererek yoğuşurken sıcak su elde edilmiş olur. Düz ve kanatlı boruların kullanımı yaygınken oluklu boruların kullanımı birkaç uygulamayla sınırlıdır.

Baca gazlarının bir ısı değiştiricisi yardımıyla soğutulmasıyla birlikte bu kayıp ısıların bir kısmı geri kazanılabilir. Baca gazının soğutulmasıyla baca gazı içerisinde gaz halinde bulunan su buharının bir kısmı çiğlenme noktasından sonra sıvı hale geçerek yoğuşur.

Çiğlenme noktasına kadar duyulur baca gazı kaybı geri kazanılabilirken çiğlenme noktasının altındaki sıcaklıklara baca gazının soğutulması durumunda baca gazı gizli ısı kaybının da bir kısmı geri kazanılmış olur. Çiğlenme noktası, baca gazı içerisindeki su buharının mol kesrine veya hava fazlalık katsayısına göre değişmektedir. Ayrıca atmosfer basıncından da etkilenmektedir. Atmosfer basıncı, deniz seviyesinden yükseldikçe düşer. Bu yüzden çiğlenme noktası da deniz seviyesinden yükseklerle çıkıldıkça düşer.

Baca gazı sıcaklığının da çiğ noktası olarak adlandırılan kritik sıcaklığın altına düşmemesi gerekmektedir. Bu sıcaklık yaklaşık olarak 105 °C civarındadır. Aksi takdirde egzoz gazı içerisindeki su buharı yoğunlaşmakta ve korozyon oluşabilmektedir. Ayrıca suyun bacadan yükseklemesi için buhar fazında kalması gerekmektedir.

Çiğlenme noktasını hesaplamak için aşağıdaki formüller veya termodinamik tablolardan yararlanılabilir.

$$P_{su} = x_{H_2O} \times P_{atm} \quad (4.30)$$

$$T_{çiğ} = (0,0011 \times P_{su}^3) - (0,0942 \times P_{su}^2) + (3,4292 \times P_{su}) + 19,76 \quad (4.31)$$

Çiğlenme noktası altındaki bir sıcaklığa soğutulan baca gazındaki su buharının bir kısmı da yoğunlaşarak sıvı hale gelir. Suyun yoğunlaşan miktarı n_{sw} ise şöyle hesaplanabilir.

$$n_{sw} = \frac{P_{atm} \times (n_{bg} \times x_{H_2O}) - P_{su} \times n_{bg}}{P_{atm} - P_{su}} \quad (4.32)$$

Yukarıdaki formülde n_{sw} ; yoğunlaşan suyun birim zamandaki mol sayısı (kmol), P_{atm} ; atmosfer basıncı (kPa), P_{su} ise baca gazlarının soğutulduğu sıcaklıktaki doymuş buhar basıncıdır (kPa).

4.1. Ön Dizayn Parametreleri

Isı yüzeyinin boyutlandırılması için öncelikli olarak karar verilmesi gereken parametrelerin tasarım açısından ve dizilim açısından gruplanarak sıralanması Çizelge 4.3'de gösterilmektedir. Isı değiştiricileri genelde ısı değişim şekline, farklı akışkan sayısına, ısı geçiş şekline, akış düzenlenmesine, akışkanların faz değişimlerine veya konstrüksiyon (tasarım) özelliklerine göre çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir.

Termodinamik hesaplamalardan önce Çizelge 4.3’de özetlenen kriterler hakkında karar verilerek ısı değiştirilerinin ön çizim kriterleri belirlenebilir. Buradan sistemin geneli hakkında fikir edinildikten sonra termodinamik hesaplar ve boyutlandırma hesabı yapılır.

Çizelge 4.3. Kazan özelliklerinin belirlenmesi

Tasarım Yönünden	Dizilim Yönünden
Parelel veya Karşıt Akımlı	Yatay veya Düşey Borulu
Tek Geçişli veya Çok Geçişli	Sıralı veya Çapraz Boru Düzeni
Su Borulu veya Duman Borulu	Yalın Borulu veya Kanatçıklı Boru

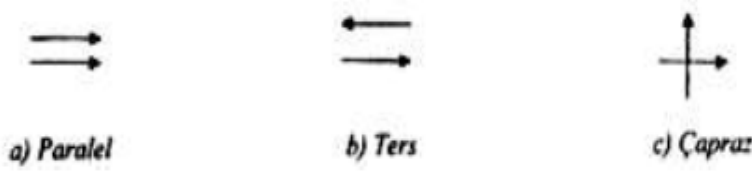
4.1.1. Atık ısı kazanların sınıflandırılması

Baca atık gazlarının boru içinden aktığı, ısıtılacak sıvının ise boru çevresinde aktığı kazanlar duman borulu kazanlar olarak adlandırılır. Bu tür kazanlarda, kirli gazın boru içinden akması, boru içi tıkanıklara müdahale edilmesini zorlaştırır. Kirli gazlar zamanla boru içinde tabaka oluşturup ısı verimi düşürürler. Diğer yandan, bu tür kazanlarda kapasite sınırlaması ve işletme sorunları ile karşılaşmıştır. Genelde kızgın buhar üretimi çok kısıtlıdır. İş akışkanının boru içinden geçirilip, kirli yanma gazlarının ısıtma yüzeyinin dışında bulundurulduğu kazanlar da su borulu kazanlar olarak adlandırılır. Su borulu kazanlar, buhar depolarının konumlandırılmalarına göre de kendi içlerinde ayrılırlar. Bu tür kazanlarda kapasite, basınç artırımı ve kızgın buhar üretim miktarındaki tek kısıt, boru malzemelerinin mukavemet özellikleridir. Duman borulu kazanlarda, boru içi hızların belirli değerleri aşmaması gerekir. Duman miktarının çok olduğu durumlarda, fazla sayıda giriş borusuna ihtiyaç duyulur.

4.1.2. Akış yönünün belirlenmesi

Atık ısı kazanlarında, boru içi akışkanı ile atık ısı kaynağının karşılaşma yönleri, ısı aktarım düzenine etki eder. Paralel akışta, sistemdeki en yüksek sıcaklığa sahip olan gaz, en düşük sıcaklığa sahip olan su veya buhar ile temas eder. Bu durum, logaritmik sıcaklık farkı değerinin düşmesine ve gerekli ısı aktarım yüzeyi alanının artmasına sebep olur. Isıl yüzeylerin azaltılabilmesi için karşı akışlı bir sistem tasarımı yapılmalıdır. Atık gaz sıcaklığının düşük olduğu durumlarda ısı geçişinin sağlanması için daha yüksek kızdırıcı yüküne olanak sağlayan karşı akış tercih edilmelidir. Tüm bu özellikler göz önüne alınarak, karşı akışlı bir sistem tasarlanması uygun bulunmuştur. Şekil 4.3’ de akış şekilleri

gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Akışkan akış yönlerinin belirlenmesi

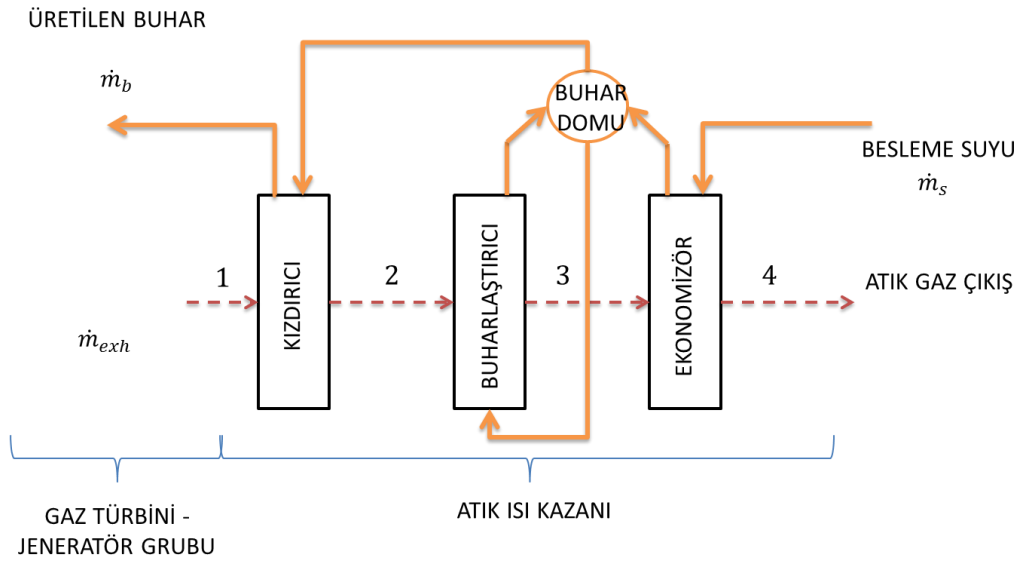
4.1.3. Işınım ve taşınım

Atık ısı kazanları yanma odası bulundurmayan, endüstriyel prosesler sonucunda ortaya çıkan atık ısı ile çalışan buhar kazanlarıdır. İçinde yanma olan endüstriyel kazanlarda, duman gazları çok yüksek sıcaklıklara eriştiğinden, ısı transferi ışınlımla (radyasyon) olmasına karşın atık ısı kazanlarında ısı transferi esas olarak taşınım ile olmaktadır.

4.1.4. Boru eksenlerinin tespiti

Atık ısı kazan elemanlarının toplam ısı transfer katsayısı; yüzeylerin temizliğine, malzemesine ve atık gaz giriş sıcaklığına bağlı olarak değişim gösterir. Su borulu atık ısı kazanlarında, yüksek oranda toz ve yabancı madde içeren gazlar kullanılır. Bu toz içeriği, yüzeyler üzerinde yapışıcı ve birikici özellik göstermektedir.

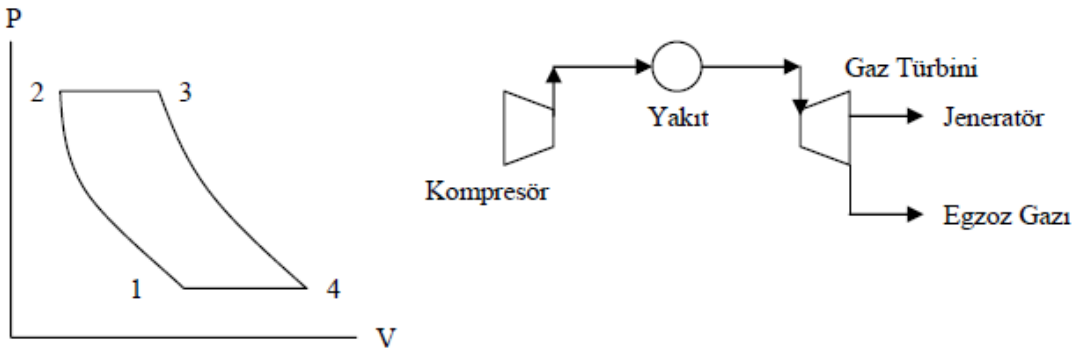
Enlemesine uzanan bir atık ısı kazanı tasarımı, boruların dizilimleri dikey olacaktır. Boru demetleri üst taraftan kazan çeperlerine asılarak alt kısımda boru genişlemelerine izin verecek alan bırakılır. Duman gazlarının kazana girişi soldan, çıkışı ise sağdan sağlanır.(Şekil 4.4)



Şekil 4.4. Atık ısı kazanı akış diyagramı

Gaz türbini-Jeneratör grubu hesaplamalar aşağıdaki gibi yapılır.

Gaz türbini verimi, Brayton çevrimi esas alınarak hesaplanmaktadır. Brayton çevrimi Şekil 4.5’de verilmiştir.



Şekil 4.5. Byraton çevrimi

Sistem elemanlarının birinci kanun analizi ve ikinci kanun (ekserji) analizi için kullanılacak dizayn parametreleri ve çalışma değerleri Çizelge 4.4’de sunulmuştur.

Çizelge 4.4. Gaz türbini dizayn parametreleri

Çevre Sıcaklığı[°C]	15
Atmosfer Basıncı[bar]	1
η_{hava}	1,23
C_{phava}	1,0035 kJ/kgK
$C_{pdoğalgaz}$	0,67 kJ/kgK

P_2 sıkıştırma sonucu basınç ve T_4 egzost sıcaklığı gaz türbini katalog değerlerinden alınmıştır. Buna göre gaz türbini sıkışma sonu ve yanma sıcaklıkları ile verimi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4.33)$$

$$\frac{T_4 - T_1}{T_1} = \frac{T_3 - T_2}{T_2} \quad (4.34)$$

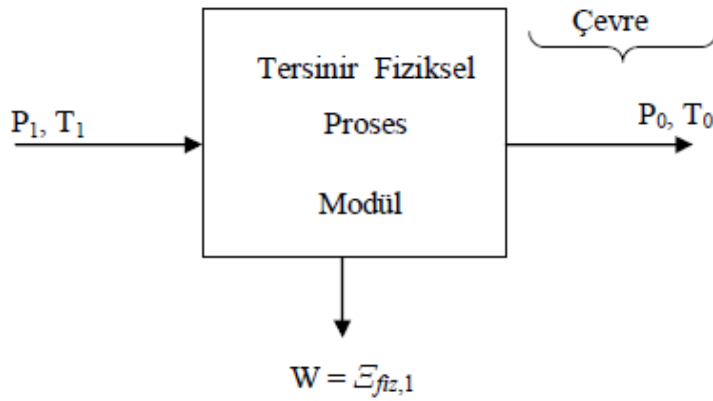
$$\eta_{Brt} = \left(1 - \frac{1}{\frac{P_2}{P_1}}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4.35)$$

Gaz türbini mil ve elektriksel gücü ise,

$$\text{Gazın Debisi} \times \text{Doğalgazın Isıl Değeri} \times \eta_{Brt} = \text{Gaz Türbini Gücü(kw)}$$

Ekserji Hesaplanması aşağıdaki gibi hesaplanır.

Çevreye göre hareketsiz olan bir sistemin $\dot{E}_{kin} = \dot{E}_{pot} = 0$ fiziksel ekserjisi ($\dot{E}_{fiz}$), sistem sıcaklığı ve P basıncındaki ilk halinden, T_o sıcaklığı ve P_o basıncındaki kısıtlı ölü hale geçerken elde edilebilen maksimum teorik yararlı ıştır. Verilen herhangi durumdaki bir sistemin fiziksel ekserjisi Şekil 4.6’de gösterilmiştir [5].



Şekil 4.6. Fiziksel ekserji tayini için tersinir bir modül

Herhangi durumdaki bir sistemin fiziksel ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{E}_{fiz} = (H_1 - H_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (4.36)$$

Burada, H ve s sırasıyla, sistemin belirli haldeki entalpi ve entropisi; H_0 ve s_0 ise sırasıyla kısıtlı ölü haldeki entalpi ve entropisidir.

4.1.5. Yalın boru ve kanatçıklı boru karşılaştırılması

Yalın borular tozlu çalışma ortamları için uygun ısı aktarım elemanlarıdır. Kanatçıklı borularda işletme sürecinde ortaya çıkan kanatçık aşınması, toz birikmesi sonucu tabaka oluşması gibi düzensizlik kaynakları, yalın boru kullanılması halinde görülmez. Ancak, ısı aktarma yüzeyi olarak daha çok hacim kaplarlar. Kanatçık kullanımı ile yoğunlaştırılan yüzeyler daha kısa bir boruda daha çok ısı aktarımına olanak verir.

4.1.6. Pinch noktasının belirlenmesi

“Pinch” sıcaklık farkı, buharlaştırıcıdan ayrılan atık gazın sıcaklığı ile suyun belirtilen basınçtaki doyma sıcaklığı arasındaki fark, yaklaşım sıcaklığı ise ekonomizörden ayrılan su ile suyun doyma sıcaklığı arasındaki fark olarak tanımlanır [7]. Bu değerlerin termodinamik açıdan uygun tahmin edilmesi ile sistem için gerçeğe uygun bir sıcaklık profiline ulaşılır. Endüstriyel buhar kazanlarından farklı olarak, atık ısı kazanlarında ısıyı çekilecek olan gazın giriş sıcaklığı düşüktür. Bu, kazandan çıkan gazın sıcaklığını tahmin edilmesinin zorlaşmasına ve gerekli buhar akış miktarının öngörülememesine sebep olur.

Çıkış gaz sıcaklığının önceden belli bir değer seçilmesi halinde, düşük sıcaklık farkları sebebiyle akışkanın ekonomizör içinde buharlaşması gibi olumsuzluklar gözlenebilir. Bu nedenle, ön boyutlandırma hesabı için atık ısı kazanlarında, atık gazdan çekilebilecek olan ısıyı sınırlayan temel parametre olarak buharlaştırıcıdaki “pinch sıcaklığı” farkı alınır. Teorik olarak kazandan çıkan yani üretilen buhar, girişteki atık gazın sıcaklığına kadar ısıtılabilir. Ancak bazı ekonomik ve teknik sınırlamalar bu sıcaklığa erişilmesine engel olur. Yüksek sıcaklıklarda çalışan endüstriyel kazanlarda, eklenen ekipmanların maliyeti, çıkış buharının sıcaklığının maksimum noktaya çıkarmakla sağlanacak olan ekonomik kazancı dengeler. Yani pinch sıcaklık farkının çok küçük seçilmesi durumunda, eklenmesi gereken yüzey alanı miktarı çok artar ve bu tasarımın ekonomik yapılabilirliğini etkiler. Isı değiştirici yüzeyi olarak, yalın borulu tip seçilirse düşük bir pinch sıcaklık farkının sağlanması için boyutların çok büyümesi gerekir. Bütün kazan düşünülerek makul bir “pinch sıcaklık farkı” seçilmelidir. Pinch ve yaklaşım noktaları seçildikten sonra, atık ısı kazanı elemanları olan kızdırıcı, buharlaştırıcı ve ekonomizör için ön kabuller yapılmış olur. Kazanın boyutları ve ısı değiştirici yüzey alanları, seçilen bu kısıtlar dikkate alınarak şekillendirilir. Bu değerler, tasarımcının deneyimleri yardımı ile bulunabilir. Ekonomizör iç sıcaklığı ile ekonomizör basıncındaki su doyma sıcaklığı arasındaki fark dikkatle seçilmelidir. Buhar suya göre daha kötü bir ısı aktarıcısıdır. Bu durumda, ısı transferinde problemler oluşur. Yeni tasarımlarda ekonomizör içinde buharlaşmaya izin veriliyor olsa da bundan kaçınılmalıdır. Yaklaşım sıcaklık farkının 10-15 °C aralığında alınması makuldür. Böylece, değişken yükler için uygun bir güvenlik faktörü sağlanmış olur. Çok yüksek sıcaklıktaki bir giriş gazı için ekonomizör yaklaşım sıcaklık farkı düşük seçilirse, çıkış gaz sıcaklığı besleme suyu sıcaklığından düşük bulunur, bu da termodinamik olarak sağlanamaz bir durumdur.

Pinch ve yaklaşım sıcaklık noktaları, ısı değiştiricilerin yalın borulu ya da kanatçıklı olmasından bağımsız olarak gaz giriş sıcaklığına göre değişim gösterir. Yüksek sıcaklıkta gerçekleşen bir proste, pinch sıcaklık farkının düşük seçilmesi halinde, çıkış gazının sıcaklığı besleme suyu sıcaklığının altında çıkabilir. Pinch sıcaklık farkı seçildikten sonra, eğer değişik sıcaklık ve buhar profillerinde tasarım yapılması gerekirse, seçilen değerlerden iteratif olarak yeni pinch farkları bulunmalıdır. Bunun için değişik simülasyon programları mevcuttur. Pinch analizi ısı değiştiricilerde iki farklı termodinamik özelliğe sahip akışkanın arasında enerji analizi için kullanılan önemli bir parametredir. Hesaplamalarda pinch ve yaklaşım sıcaklıkları dikkate alınmadan, atık ısı kazanından

çıkan gazın sıcaklığının tahmini üzerinden gidilmesi halinde yanlış tasarım değerleri elde edilir. Pinch noktası yükseldikçe ısı transferi için yüzey alanı gereksinimi arttığından HRSG evaporatör boyutları büyümektedir. Pinch noktası çok küçük seçilirse yüzey alanı gereksinimi çok fazla olmakta, çok büyük seçilirse de egzoz gazından geri kazanılan ısı miktarı azalmaktadır.

HRSG dizaynında pinch ve yaklaşım noktalarının sabit olmadığı, egzoz gazı debisindeki, sıcaklığındaki, bileşimindeki değişimlere ayrıca istenilen buhar sıcaklığı ve basıncındaki değişimlere ve ayrıca besleme suyu sıcaklık ve basıncındaki değişimlere bağlı olduğu unutulmamalıdır.

4.2. Atık Isı Kazan Elemanları

4.2.1. Kızdırıcı

Atık ısı kazanlarında üretilen doymuş buharın ısıtıldığı elemandır. Buhar kazanının kızdırıcı öncesi ısıtma yüzeylerinden çıkan buhar teorik olarak doymuş, işletmede ise bu değere çok yakın kuruluk derecesinde (0,98) kızdırıcıya giriş yapar. Bu ıslak buhar, kızdırıcı yardımıyla basınç sabitken ısı verilerek kızdırılır ve sabit basınçta kızgın buhar üretilir. Kızdırma işlemi, üretilen buharın, buhar türbinlerine gönderilip elektrik üretilmesi için gereklidir. Böylece türbin çıkış kanatlarına yakın yerlerde yoğuşabilecek suyun olumsuz etkileri engellenmiş olur. Borular arasındaki mesafe boru çapına, gaz debisine, gaz hızına bağlı olarak, 70-200 mm arasında değişmektedir [9]. Buhar hızı, kızdırıcı yüzey soğutulmasının sağlanması için çok fazla düşürülmemelidir. Kızdırıcıların konstrüksiyonunda ilk sıralardaki kızdırıcı boruları hafif meyilli yerleştirilerek buhar içinde bulunabilecek suyun başlangıçta ayrılmasına çalışılabilir. Boru dizilimleri ise, istenen boru içi akışkan hızının sağlanacağı biçimde giriş boru sayısı seçilerek belirlenir.

4.2.2. Buharlaştırıcı

O-tipi buharlaştırmacılar atık ısı kazanlarında yoğun olarak kullanılırlar. Üst buhar toplama domunun, ana buhar domu olarak tasarılabilmesi bu tip buharlaştırmacılarında avantajdır. Büyük miktarda gaz geçişine boru demetleri arkaya doğru sıralanarak O-tipi buharlaştırmacılar, boru sıralarının çoğu yukarıya doğru iletim yaparken, en iç kesimdeki borular üst buhar domundan sıvıyı alta aktarmakta kullanılır. Bu sırala gaz geçişinin

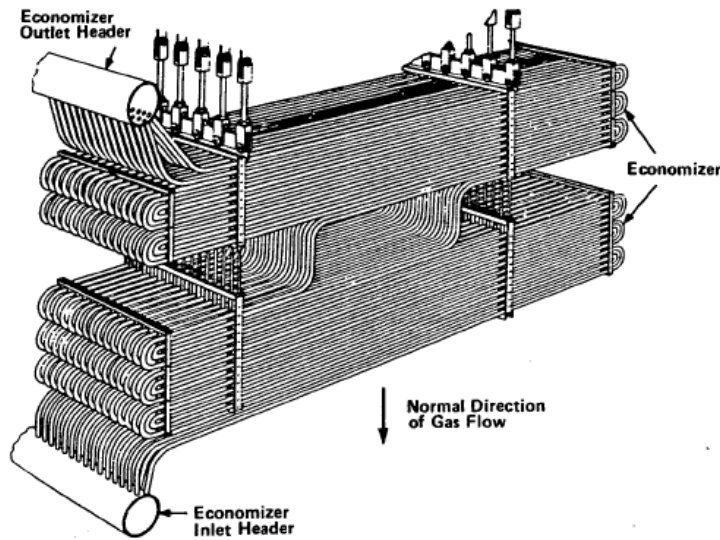
dışında da kabul edilebilirler. Diğer borular sistem gereği kanatçıklı seçilmişse de bu en içteki boruların kanatçıklı olmasına gerek yoktur.

4.2.3. Ekonomizör

Kazan besleme suyu, kazanın ısıtma yüzeylerine girmeden önce ekonomizör adı verilen cihazlar içinde duman gazları ile ısıtılabilir. Bu şekilde kazana gönderilen su ile buharlaşmakta olan su arasındaki sıcaklık farkı küçüldüğünden kazandaki ısıl gerilmeler azalır, su içindeki gazların çıkışı kolaylaşır ve kazanın ısı verimi artar.

Ekonomizerler duman borulu ve su borulu tiplerde üretilmekte olup, su borulu konstrüksiyonlar daha yaygın kullanılmaktadır. Duman borulu ekonomizerlerde, duman gazı boru içinden akarken su ise boru dışında çok daha düşük bir hızla dolaşır. Bu nedenle ısı transfer katsayıları düşüktür. Dolayısıyla aynı kapasite için daha yüksek ısı transfer yüzeyi gerekir. Kapladıkları hacim fazladır, buna bağlı olarak yatırım maliyetleri de yüksektir. Su hacimleri çok fazla olduğu için özellikle çok fazla duruşa geçen sistemlerde ısı kaybına neden olurlar. Soğuk kalkıştan rejime girene kadar belirli bir süre geçer, bu süre su borulu konstrüksiyonlara göre çok daha fazla olduğu için boru cidarlarındaki yoğuşma süresi de daha fazladır. Buna bağlı olarak da boru delinmeleri daha erken oluşur. Buna rağmen günümüzde özellikle kömür ve benzeri kurum potansiyeli yüksek yakıtlarda kısmen tercih edilmektedirler. Su borulu ekonomizerlerde ısınan su boru içinden ısıtan gaz ise boru dışından akar. Boru içerisindeki su hızı geçiş sayısı arttırılarak yüksek tutulabilir, böylece iyi bir ısı transfer katsayısı elde edilebilir. Sonuç olarak oldukça kompakt ve düşük maliyetli bir dizayn yapılmış olur. Gaz tarafında da geçiş sayısı arttırılarak istenen ısı transfer yüzeyi elde edilebilir. Isıtma yüzeyleri için kullanılacak olan borular 1” ile 2” arasındaki çaplarda, dikişli veya dikişsiz olarak seçilebilir. Önemli olan uygulama şartlarına göre doğru malzemenin kullanılmasıdır [6]. Boru dizilimi kare veya saptırmalı olabilir. Saptırmalı diziliş daha iyi ısı transfer katsayısı verirken gaz tarafı basınç düşümü daha fazladır. Buna rağmen doğalgaz gibi temiz yakıtlarda genellikle tercih edilen yöntemdir. Partikül yükü fazla olan uygulamalarda ise temizleme kolaylığından dolayı daha çok kare diziliş tercih edilir. Su tarafındaki hız kabul edilebilir basınç kaybına bağlı olmakla birlikte, 0,1 - 10 m/s arasında seçilebilir [4]. Gaz tarafındaki hızlar ise yine basınç düşümü ve daha da önemlisi duman gazının korozif yapısına bağlıdır, 10–20 m/s arasında değişebilir [10]. Su ve gaz akışlarının ters istikamette olması, ısı transferinin etkinliği

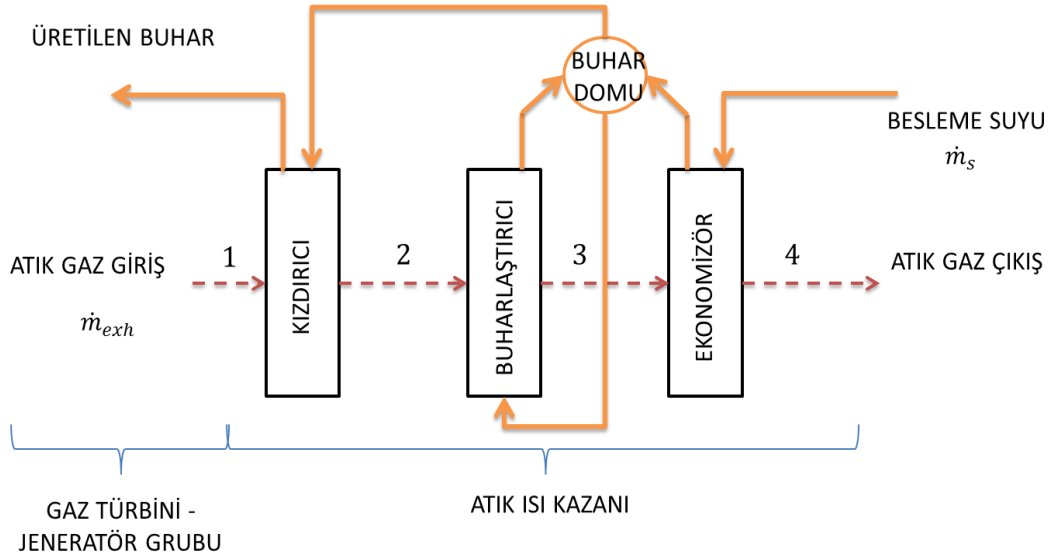
açısından en uygun düzenlemedir. Ayrıca su akışının aşağıdan yukarıya doğru düzenlenmesi olası buhar ceplerinin yaratacağı ölü noktaları azaltmaya yardımcı olur. Bu çalışmada üstünlükleri nedeniyle su borulu ekonomizerler incelenecektir. Ekonomizer ısıl yüzeyleri düz borulardan veya kanatlı borulardan oluşabilir. Toplam ısı transfer katsayısını esas olarak belirleyen gaz tarafıdır. Gaz tarafındaki bu yüksek ısıl direnci azaltabilmek için kanatlar yani genişletilmiş ısıl yüzey elemanları kullanılır. Kanatlı borular özellikle temiz yakıtlarda büyük avantaj sağlar. Aynı boru metrajı için ısıl yüzey on katına kadar artırılabilir [11].



Şekil 4.7. Su borulu ekonomizör

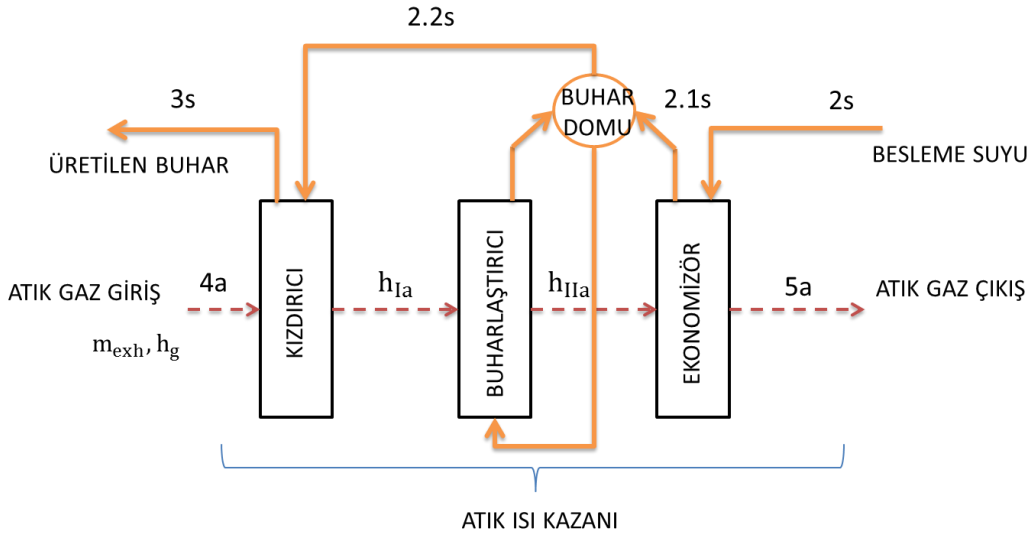
4.3. Termodinamik Hesaplar

Atık ısı kazanı tasarımı için ısı değıştircilerin akış, dizilim gibi parametreleri belirlendikten sonraki işlem termodinamik özellikleri dikkate alarak kazan elemanları ısıl yüklerinin ve boyutlandırılması işlemleri yer almaktadır. Şekil 4.8’de kızdırıcı, buharlaştırıcı, ekonomizör ve buhar domu gibi kısımlarından oluşan tek kademeli bir atık ısı kazanının akış şeması belirtilmiştir.

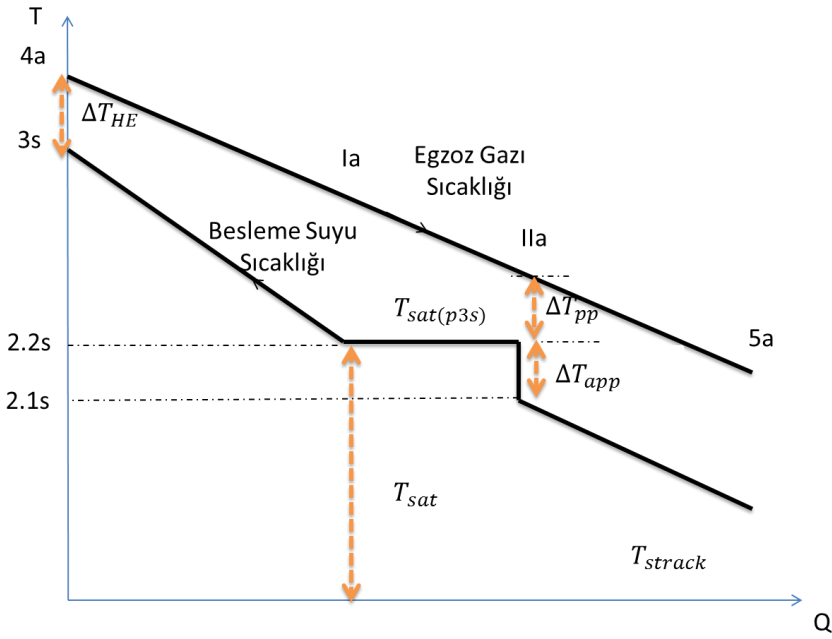


Şekil 4.8. Atık ısı kazanı akış diyagramı

Endüstriyel prosesler sonucunda yanma sonucu ortaya atık ısılar (primer devre), atık ısı kazanlarında iş akışkanlarına aktarılmak üzere, ısısını kazan elemanları üzerinden geçerek kaybeder ve filtre işleminin ardından bacadan atmosfere salınır. Şekil 4.8’de (1) ile gösterilen HRSG girişindeki yanma sonucu oluşan atık gaz, (2) işleminde kızdırıcıdan çıkarak ısısının bir kısmını buhar domundan doyma sıcaklığında çıkan buhara aktarır, bu sırada buhar domundan gelen buhar ısıtılır ve sonunda (2-3) işlemleri arasında atık gazlar buharlaştırıcı yüzeylerinden geçirilir, atık gazdan çekilen ısı ile buharlaştırıcı içindeki su buharlaştırılır. Ekonomizör girişine gelen atık gaz (3), ekonomizörden geçirilerek bacadan atmosfere salınır (4), diğer yandan ekonomizöre giriş yapan besleme suyu (sekonder devre) ısıtılarak buhar domuna aktarılır. Buhar domu ekonomizörden gelen ısınmış su ile belli bir seviyeye kadar doldurulur. Bu seviyenin üstü buhar için boş bırakılır. Domun üst kısmından da atık ısı kazanındaki buharlaştırıcıdan çıkan doymuş buhar girer. Doymuş buhar içinde bir miktar daha sıvı bulunmaktadır. Bu nemin varlığı hatlarda sürtünmeye ve korozyona sebep teşkil etmektedir. Bu nedenle kızdırıcıya girmeden önce buharlaştırıcıdan çıkan doymuş buharın doma gönderilmesi ile nemi doma bırakıp kuru buhar olarak domdan çıkıp kızdırıcıya girmesi sağlanır. Bu ısı değişirici elemanlarının dizaynı, kazan tasarımının en önemli konusudur. Hesaplamalarda HRSG’nin 110 °C sıcaklıkta ve 4,954 kg/s debisinde gelen besleme suyundan yanma sonucu oluşan duman gazı ısısından faydalanılarak buhar üretileceği düşünülmüştür. Şekil 4.9’da termodinamik hesaplamaların yapılabilmesi için modelleme gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Termodinamik hesaplamaların yapılabilmesi için modelleme



Şekil 4.10. HRSG Sıcaklık-ısı transferi diyagramı

Kızdırıcı ve buharlaştırıcı enerji dengesinden aşağıdaki bağıntı elde edilebilir. Şekil 4.10'da gösterilen Sıcaklık-ısı transferi diyagramında sıcaklıklar aşağıdaki diğer bağıntılardan bulunabilir.

$$m_{3s} \times (h_{3s} - h_{2.1s}) = m_{4a} \times (h_{4a} - h_{IIa}) \quad (4.37)$$

$$T_{3s} = T_{4a} - \Delta T_{HE} \quad (4.38)$$

$$T_{IIa} = T_{sat}(p_{3s}) + \Delta T_{pp} \quad (4.39)$$

$$T_{2.1s} = T_{sat}(p_{3s}) - \Delta T_{app} \quad (4.40)$$

Buraya kadar elde edilen veriler kullanılarak Şekil 4.10'deki (T–Q) diyagramı uygun yaklaşım approach point ve pinch point noktası değerleri ile çizilebilir. Burada T_{sat} , HRSG kızdırıcı çıkış basıncındaki iş akışkanının doyma sıcaklığıdır. Atık gaz giriş sıcaklığı ve besleme suyu sıcaklık değerleri dizayn parametrelerinde belirtilmiştir.

4.3.1. Kızdırıcı çıkış sıcaklık dengelenmesi

Kızdırıcılarda, özellikle yüksek sıcaklıklara çıkıldığından, buhar çıkış sıcaklığının mümkün olduğu kadar sabit tutulmasına çalışılmalıdır. Buhar sıcaklığını kontrolü; Kızgın buharın doymuş buharla karıştırılması, kızdırıcıdan geçen duman gazı miktarının ayarlanması (bypass) veya kızgın buhar soğutucuları yardımı ile yapılabilmektedir.

4.3.2. Blöf miktarı

Besleme suyu, buhar üretiminde ısı transferini zorlaştıran ve kritik noktalarda katılaşmalara, korozif etkiye sebep olan zararlı bileşenlerinden temizlenmelidir. Bu durum suyun bileşiminde yalan organik madde, tuzlar gibi maddelerin standartlarda belirtilen değerlerin altında tutulması ile gerçekleştirilir.

4.3.3. Boru malzemeleri seçimi

Atık ısı kazanlarında en yaygın kullanımı olan borular, standartlarda özellikleri verilen 2" çapındaki borulardır. Kurulumları ve maliyet açısından ekonomiktirler. Sıcaklığın çok yüksek düzeylere çıkmadığı durumlarda (<500 °C) karbon çeliği kullanımı idealdir. Boru malzemesi olarak karbon çeliği seçilmesi, istenen görevi karşılama bakımından en ucuz çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. Düşük sertliğe sahip karbon çeliklerinin tercih edilmesi, soğuk konumdan ısıtılma haline geçerken, boruların genleşmesine izin vermeleri açısından uygundur. Atık ısı kazanı içindeki boru, paslanmaz çelik 304 malzemede Sıcaklığa dayanıklılığı, korozyona ve erozyona dayanıklılığı ve ısı iletkenlik katsayısının diğer çelik malzemelere göre yüksek oluşu nedeniyle tercih edilebilir. Bu tez kapsamında kapsamında paslanmaz çelik tercih edilmiştir. Endüstriyel tesislerde kulalnılan boru malzemeleri en yüksek dayanım sıcaklıkları Çizelge 4.5'de gösterilmiştir [11].

Çizelge 4.5. İzin verilen boru metal sıcaklıkları

Boru Malzemesi	Bileşimi	En yüksek sıcaklık (°C)
Karbon Çeliği	Karbon<0,25%	455-480
Alaşım Çeliği	0,5% Mo	510
Alaşım Çeliği	1,25% Cr+ 0,5% Mo	565-595
Alaşım Çeliği	2,25% Cr+ 1,0%Mo	575-595
Alaşım Çeliği	9%Cr+1%Mo	595
Paslanmaz Çelik	18%Cr+8%Ni	~650

4.3.4. Boru et kalınlıklarının belirlenmesi

Atık ısı kazanlarında yüksek basınçların ve yüksek sıcaklıkların görülmesi nedeniyle özellikle boruların dayanımları, kazanın sürekli işler durumda olması açısından önemlidir. Kazanlarda boru patlamaları en sık görülen sorunlardandır. Bu sorunlar kazan üzerindeki tortu, birikim veya yanlış boru seçiminden kaynaklanabilir. Dış çapı bilinen, malzeme seçimi yapılmış bir boru için, gerekli olan et kalınlığının hesap formülü ASME standartlarında verilmiştir. İlk yatırım maliyetinin düşürülmesi için, boru et kalınlığını düşük belirlenebilir. Seçilen et kalınlığı değeri ise, izin verilen maksimum basınç değerinin sağlanması koşulu ve dayanım sıcaklığı önemli etkindir. Bu çalışmada Dış Çap = 2 inch, Malzeme = Paslanmaz çelik ve et kalınlığı = 2,6 mm olarak seçildi.

4.3.5. Baca gazı entalpi değerinin hesaplanması

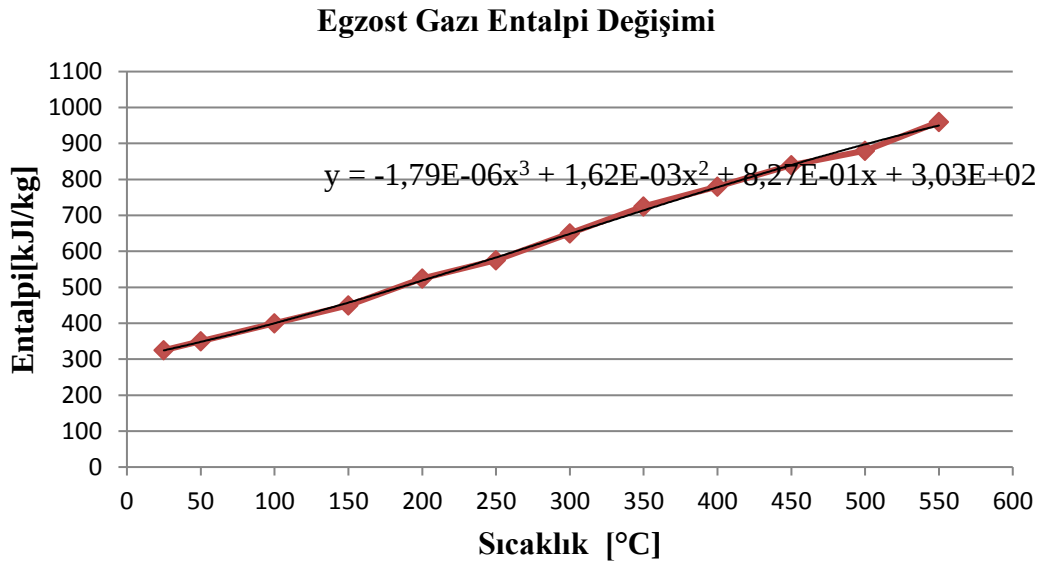
Yanma sonucu oluşan egzoz gazı entalpi değerini belirlemek için deneylerden yararlanılarak Domingues vd. tarafından Denklem (4.41) geliştirilmiştir. Burada T_E , $C_{P,E}$ duman gazı egzost sıcaklığını ve özgül ısısını göstermektedir.

$$C_{P,E} = (956 + 0,3386 \times (T_E + 273) - 2,476 \times 10^{-5}) \times (T_E + 273)^2 \quad (4.41)$$

Sıcaklık değeri 400 K ile 1200 K arasında olması durumunda egzoz gazının özgül ısı değeri denklem (4.41)'e göre hesaplanabilir. Egzoz gazının entalpi değeri, özgül ısı ve sıcaklıkla çarpılarak bulunabileceği için aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$h_E = C_{P,E} \times T_E \quad (4.42)$$

Denklem (4.41) yardımıyla farklı duman gazı egzoz sıcaklığına bağlı olarak Şekil 4.11'deki grafik sıcaklık ve entalpi değerine bağlı olarak çizilebilir.



Şekil 4.11. Sıcaklık ve basınca bağlı olarak atık duman gazı entalpi değişimi

4.3.6. Toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesi

Geri Kazanılacak Isı Miktarının Hesaplanması Termodinamiğin birinci kanununa göre, adyabatik yalıtılmış bir ısı değiştiricisi için ısı dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q = V_H c_p (T_g - T_c) = m \times (h_1 - h_2) = C(T_g - T_c) = U \times A \times \Delta T_m \quad (4.43)$$

şeklinde formüle edilebilir. Bu eşitliklerde V_H (Nm³/h) kazan kapasitesine bağlı olarak yaktığımız yakıt miktarı sonucu oluşan özgül duman gazı hacmini, c_p (J/kg°C) akışkanın özgül ısısını T_g ve T_c (°C) akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıklarını $C = mc_p$ (W/C) akışkanların ısıl kapasite değerlerini göstermektedir. Ayrıca Eş. 4.43'de U (W/m²°C) ısı değiştiricideki toplam ısı geçiş katsayısını, A (m²) soğuk ve sıcak akışkanı ayıran ısı transfer yüzeyinin alanını ΔT_m (°C) bütün ısı değiştiricisindeki etkili olan bir sıcaklık farkını (ortalama logaritmik farkını) göstermektedir. Aşağıdaki gibi hesap edilir.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (4.44)$$

Isı değiştiricisi ısıl yükü hesaplamalarının yapılabilmesi için toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesi gerekmektedir. İlk yatırım ve bakım maliyetlerinin için U ısı geçiş katsayısı önemli bir parametredir. Çizelge 4.6’de bazı akışkan çiftlerinin ısı geçiş katsayıları verilmiştir [9].

Çizelge 4.6. Bazı akışkan çiftlerinde yaklaşık U ısı geçiş katsayıları

Bazı akışkan çiftlerinde yaklaşık U ısı geçiş katsayıları			
Akışkan ifti	U (W/m ² °C)	Akışkan ifti	U (W/m ² °C)
Yağ, yağ	170-310	Su, basınçlı hava	50-170
Organik sıvı, organik sıvı	50-350	Su, yoğuşan alkol	250-700
Su buharı, sıvı eriyik	600-3500	Su, yoğuşan amonyak	800-1500
Su buharı, ağır fuel oil	60-170	Su, yoğuşan Freon-12	400-900
Su buharı, hafif fuel oil	170-350	Su, yoğuşan yağ	200-600
Su buharı, gazlar	30-300	Su, gazoline	300-500
Su buharı, su	1000-3500	Su, yağlama yağı	100-350
Su, alkol	300-900	Su, organik yağ	250-900
Su, salamura	500-1100	Su, su	800-1700

4.3.7. Kazan ısıl yüklerinin belirlenmesi

Atık ısı kazanında termodinamik özelliklerin belirlenmesiyle birlikte atık ısı kazanı ısıl yükleri sırasıyla aşağıdaki şekilde hesaplanır.

Bu tez çalışmasında yanma sonucu oluşan duman gazının atık ısı kazana giriş sıcaklığı 553 °C dir. Atık gazın kazana giriş gaz debisi ise 512 kg/s olarak kabul edilmiştir. Bu değer ekonomizör çıkışı ve bacadan atılan atık gazdan enerji tasarrufu hesaplamalarında kullanılacaktır. Ancak atık duman gazın miktarının nasıl hesaplanacağı bir önceki bölümde detaylı olarak anlatılmıştır. Atmosfere atılan akışkan yüzdesi ise (Blöf oranı) = %0,0 olduğu düşünülmüştür.

Çizelge 4.7’ de atık gazın HRSG’ye giriş özellikleri belirlenmiştir. Atık ısı kazanında

kızdırıcı, buharlaştırıcı ve ekonomizör ısı yüklerinin hesaplamalarında bu değerler kullanılacaktır.

Çizelge 4.7. Atık gazın HRSG'ye giriş özellikleri

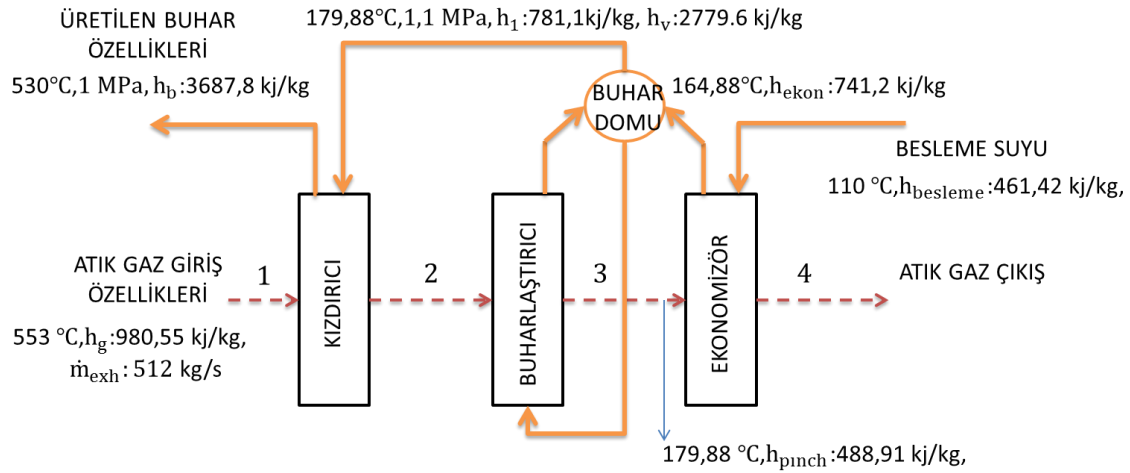
Sıcaklık	553 °C
Gaz Kütleli Debisi	512 kg/s

Besleme suyu buhar fazında olup sıcaklığı 110 °C dir. Kazan besleme suyunun sıcaklığı 110 °C olduğuna göre kazan besleme suyunun entalpisi doymuş buhar tablosundan $h = 461,42$ kJ/kg olarak bulunur. Kızdırıcı içindeki basınç düşümü, evaporatör çıkış basıncının %10'u mertebelerinde alınmıştır. Kızdırıcı yaklaşım sıcaklığı seçilerek boru içindeki akış; kızdırıcı çıkış buhar, 530 °C ve 1 MPa basınçtır. T_{sat} , HRSG basıncındaki iş akışkanının doyma sıcaklığı 179,88 °C olarak termodinamik tablolardan okunur. Ayrıca atık ısı kazanının dizaynı için diğer ön kabuller Çizelge 4.8'de belirtilmiştir.

Çizelge 4.8. Atık ısı kazanı dizaynı için yapılan diğer ön kabuller

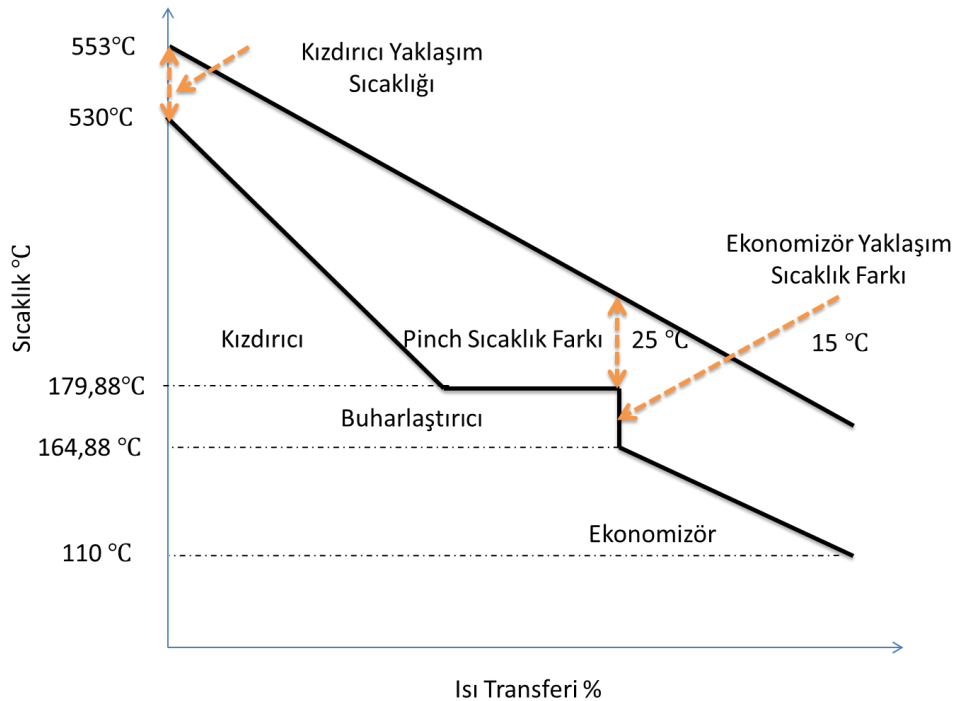
Kızdırıcı yaklaşım sıcaklığı [°C]	23,0
Ekonomizör yaklaşım sıcaklığı [°C]	15
Yakalama sıcaklığı [°C]	25
Blöf oranı, Buhar Tahliye yüzdesi [%]	0,0
Kızdırıcı içindeki basınç düşümü [MPa]	0,1
Ekonomizörde izin verilen basınç düşümü [MPa]	0,12

Kazan girişi ve çıkışındaki akışkan özellikleri ile bilinen değerler atık ısı kazanı akış şeması Şekil 4.12 üzerinde gösterilmiştir. Bilinen değerlerden yola çıkarak diğer noktalarda sistem üzerinde yani primer (gaz akış) ve sekonder akış (iş akışkanı) hattında diğer parametreler hesap edilebilecektir.



Şekil 4.12. Tasarım verilerine göre atık ısı kazanı akış diyagramı

Şekil 4.13’de görülen sıcaklık-ısı transferi diyagramı ısı değiştirici tasarımında diğer termodinamik diyagramlar gibi önemli bir rol oynamaktadır. Şekildeki yatay eksen atık gazdan akışkana geçen toplam ısı miktarı yüzdesini göstermektedir. Dikey eksen sıcaklık değerlerini gösterir. Bilenen değerler ile diyagram aşağıdaki gibi çizilebilir.



Şekil 4.13. Atık ısı kazanı Sıcaklık-ısı transferi diyagramı

Diğer termodinamik hesaplamaların yapılabilmesi için öncesinde kızdırıcı ve buharlaştırıcı ısı yük denklemleri yazılarak kızdırıcı çıkışı üretilen buhar miktarı hesaplanmalıdır.

$$Q = \dot{m}_{\text{exh}} \times (h_g - h_{\text{pinch}}) = \dot{m}_b \times (h_b - h_{\text{ekon}})$$

$$512 \times (980,55 - 488,91) = \dot{m}_b \times (3687,8 - 741,2)$$

$$\dot{m}_b = 85,44 \text{ kg/s}$$

Kızdırıcıdan çıkan buharın miktarı belirlendikten sonra kızdırıcının ısı yükü hesap edilebilir.

$$Q = \dot{m}_b \times (h_b - h_1)$$

$$Q = 85,44 \times (3687,8 - 2779,6)$$

$$Q = 248\,280 \text{ kW}$$

Kızdırıcıdan çıkan gazın entalpisi ise,

$$Q = \dot{m}_{\text{exh}} \times (h_g - h_{\text{Ia}})$$

$$248\,280 = 512 \times (980,55 - h_{\text{Ia}})$$

$$h_{\text{Ia}} = 765,22 \text{ kJ/kg (} \sim 395 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

olarak hesaplanır.

Buharlaştırıcı ısı yükü aşağıdaki gibi yapılır.

$$T_{\text{IIa}} = T_{\text{sat(p3s)}} + \Delta T_{\text{PP}}$$

$$T_{\text{IIa}} = 204,88 \text{ } ^\circ\text{C (} h_{\text{IIa}} = 508,75 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$$

$$Q = \dot{m}_{\text{exh}} \times (h_{\text{Ia}} - h_{\text{IIa}})$$

$$512 \times (765,22 - 508,75)$$

$$Q = 131\,312 \text{ kW}$$

Ekonomizör ısı yükü ise ;

$$Q_{\text{EC}} = \dot{m}_s \times (h_{\text{ekon}} - h_{\text{besleme}})$$

$$Q_{EC} = 4,529 \times (2767 - 461,42)$$

$$Q_{EC} = 10\,441 \text{ kW}$$

Atık ısı kazanından dışarı atılan gazın entalpisi ve sıcaklığı ise;

$$Q_{EC} = \dot{m}_{exh} \times (h_{IIa} - h_{5a})$$

$$10\,441 = 512 \times (510,19 - h_{5a})$$

$$h_{5a} = 490,505 \text{ kJ/kg} (\sim 185^\circ\text{C})$$

olarak hesaplanır. Bileşimi ve entalpisi bilinen atık gazın sıcaklığı hesaplanan h_{5a} için 185°C bulunur. Kazan besleme suyu (iş akışkanı) pompa debisi artırılarak ekonomizör çıkış sıcaklığı düşürülebilir.

4.4. Atık ısı kazan boyutlandırması

Bünyesinde ekonomizör, buharlaştırıcı ve kızdırıcı bulunduran sistemde baca gazı ve iş akışkan hızlarının belirlenmesi ve sonrasında ısı taşınım katsayısının hesaplanması gerekmektedir. Hesaplamaların yapılabilmesi için baca gazı ve iş akışkanı hızları belirlenmelidir.

4.4.1. Kızdırıcı için boyutlandırma hesapları

Atık ısı kazanında kızdırıcı bölümünde iş akışkanı buhar fazındadır. Kızdırıcıda basınç ve dayanım hesaplamaların uygunluğuna göre kullanılacak boru dış çapı ve boru iç çapı değerleri aşağıdaki gibi alınabilir. Bu tez çalışmasında aşağıdaki boru çap değerleri kabul edilmiştir.

$$\text{Boru Dış Çapı} = 0,063 \text{ m}, \text{ Boru İç Çapı} = 0,0456 \text{ m}$$

Verilenler dâhilinde kızdırıcı için $U = 210 \text{ W/m}^2\text{°C}$ olarak kabul yapıldı. Paslanmaz çelik boru ısı iletim katsayısı $k_w = 16 \text{ W/m}^2\text{K}$ alınmıştır [11]. Atık ısı kazanı için ortalama sıcaklık farkı hesabında hem duyulur hem de gizli ısı transfer edildiği durumlarda, her kısım için (kızdırıcı, buharlaştırıcı ve ekonomizör) ayrı ayrı sıcaklık profilleri dikkate alınarak hesaplanmalıdır. Ancak bu çalışmada çok hassas hesap yapılmamış olup yaklaşım

yapılmıştır.

Boru içi ısı transfer katsayısı h_i ($W/m^2\text{°C}$) aşağıdaki işlem adımları takip edilerek hesaplanır. Isı taşınım katsayısının bulunması için iş akışkanının kızdırıcı giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması alınarak bulunan değer için termodinamik özellikler Çizelge 4.9'da belirtilmiştir.

Kızdırıcı ünitesi için iş akışkan hızı $V=12$ m/s kabul edilmiştir.

Çizelge 4.9. Kızdırıcı ünitesi tasarım değerindeki buharın özellikleri

Basınç, P	1 MPa
Sıcaklık, T	354 °C
Yoğunluk, ρ	4,68 kg/m ³
Isıl Kapasite, c_p	2295 J/kg °C
Isıl İletkenlik, k	0,036 W/m °C
Viskozite, μ	$1,08 \times 10^{-5}$ kg/ms

Boru içi basınç düşümleri, boruların dirsek noktalarında düz borulara göre daha fazladır. Bu nedenle mümkün olduğunca uzun ve düz boruların seçilmesi gerekir. Boru uzunluğu 6 metre seçilmiştir.

$$Re = \frac{V \times D_i}{\nu} \quad (4.45)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.46)$$

Bulunan ν değeri Re ifadesinde yerine yazılarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re = \frac{12 \frac{m}{s} \times 0,0456 m \times 4,68}{1,08 \times 10^{-5}} = 237120$$

Pr sayısı aşağıdaki belirtilen formülle hesaplanır.

$$Pr = \frac{c_p \times \mu_b}{k} \quad (4.47)$$

$$Pr = \frac{2295 \times 1,08 \times 10^{-5}}{0,036} = 1,147$$

Nu sayısı aşağıdaki belirtilen formülle hesaplanır.

$$Nu = 0,027 \times Re^{\frac{4}{5}} \times Pr^{0,3} \quad (4.48)$$

$$Nu = 0,027 \times (237120)^{\frac{4}{5}} \times (1,147)^{0,3}$$

$$Nu = 561,315$$

$$h_i = \frac{Nu \times k}{D_i} \quad (4.49)$$

$$h_i = \frac{561,315 \times 0,036}{0,0456}$$

$$h_i = 443,14 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Bu noktada, boru içinde akan akışkanın debisi ve seçilen boru çapları arasında, akışkanın tasarım hızı sağlanacak şekilde işlem yapılarak giriş borularının sayısı tespit edilebilir. Hacimsel debi ifadesi aşağıdaki formülle hesap edilir;

$$Q = V \times A \quad (4.50)$$

V, burada akışkan hızını (m/s), A'da borunun alanını (m²) göstermektedir. Hesaplamalarda kütleli debi kullanılmıştır.

İş akışkanı debisi hesaplamalarda 4,529 kg/s alınmıştır.

$$\dot{m}_s = \rho \times V \times A \quad (4.51)$$

$$4,529 = 4,68 \times 12 \times A$$

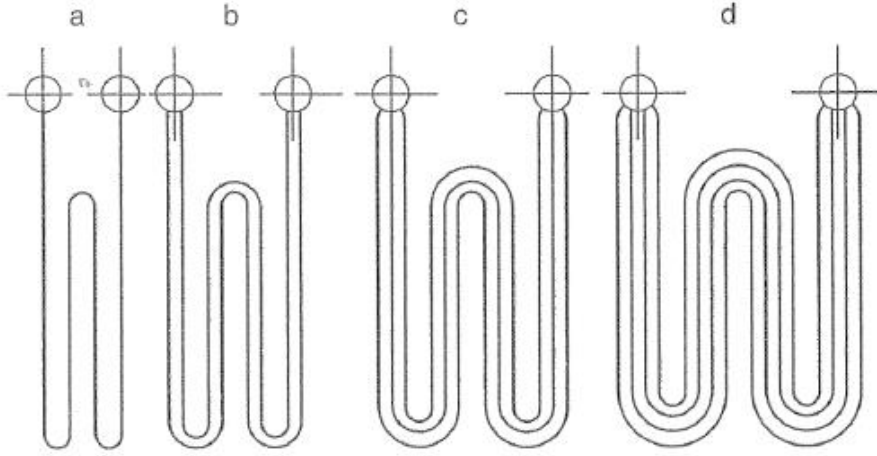
$$A = 0,0806 \text{ m}^2$$

Tek bir borunun iç kesit alanı ise $1,632 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ dir. Buradan;

$$\text{Giriş boru sayısı} = \frac{0,0806}{1,632 \times 10^{-3}} = 49,37 \text{ adet}$$

Boru içi hızlar biraz daha düşük olacak şekilde seçilirse, giriş borusu sayısı artırılabilir. Buradaki hesaplamalarda 50 giriş borusu ideal bir çözümdür. Girişteki boru sayısı

belirlendikten sonra, boru boylarının hesaplanmasına geçilebilir. Isı değiştiricilerinde her bir sırada dizilim tek girişli, çift girişli üç girişli ya da dört girişli seçilebilir.



Şekil 4.14. a)Tek girişli b)Çift girişli c)Üç girişli d)Dört girişli dizilim

Bu tez çalışmasında kızdırıcı için çift giriş borulu dizilim tercih edildi. Bu durumda, arkaya doğru uzanan 25 sıra boru olması gerekir.

Gaz tarafındaki ısı transfer katsayısı h_g ($W/m^2\text{°C}$) aşağıdaki hesap yöntemi kullanılarak hesaplanır.

Kızdırıcıda ısı taşınım katsayısının bulunması için gaz tarafı kızdırıcı giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması alınarak bulunan değer için termodinamik özellikler Çizelge 4.10’da belirtilmiştir.

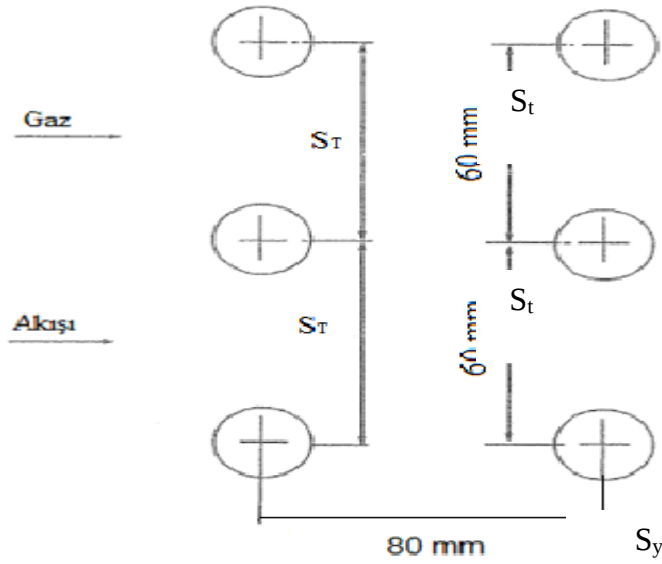
Çizelge 4.10. Boru dışından akan atık gazın dizayn sıcaklığındaki özellikleri

Basınç, P	1 MPa
Sıcaklık, T	474 °C
Yoğunluk, ρ	0,749 kg/m ³
Isıl Kapasite, c_p	1051,8 J/kg°C
Isıl İletkenlik, k	0,040 W/m°C
Viskozite, μ	$2,79 \times 10^{-5}$ kg/ms

Egzost duman gazın hızı kızdırıcı için $V=10$ m/s kabul edildi.

$\rho = 0,749$ kg/m³ ve atık gaz debisi=512 kg/s

Sıralı dizilim için borular arası mesafeler ise $S_t=60$ mm seçilmiştir. Uzunlamasına da, $S_y=80$ mm boşluk alınması uygun görülmüştür.



Şekil 4.15. Kızdırıcı ünitesi borular arası mesafeler

En dar kesitteki gaz hızı;

$$V_{\max} = V \times \frac{S_t}{S_y - D_d} \quad (4.52)$$

$$V_{\max} = V \times \frac{S_t}{S_y - D_d}$$

$$V_{\max} = 20,54$$

$$Re = \frac{V_{\max} \times D_d}{\nu}$$

$$Re = \frac{20,54 \times 0,063}{2,79 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 374134$$

$$Pr = \frac{c_p \times \mu_b}{k}$$

$$Pr = \frac{1051,8 \times 2,79 \times 10^{-5}}{0,040} = 0,733$$

$$Nu = 0,23 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,3}$$

$$Nu = 0,23 \times (374134)^{0,8} \times (0,733)^{0,3}$$

$$Nu = 602,11$$

$$h_g = \frac{Nu \times k}{D_d}$$

$$h_g = \frac{602,11 \times 0,040}{0,063}$$

$$h_g = 474 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

İş akışkanı ve yanma sonucu oluşan atık duman gazı Isı taşınım katsayıları yukarıdaki hesaplama yöntemi ile yapılır. Isı değiştiricinin belli bir çalışma periyodundan sonra ısı transfer yüzeyleri üzerine akışkanlar içinde bulunabilen parçacıklar, metal tuzları veya çeşitli kimyasal elemanlar birikebilir. Bazende korozif etkiler nedeniyle, bu yüzeyler üzerinde bir oksidasyon tabakası oluşabilir. Isı değiştirici yüzeyinde ısıнын geçişine direnç oluşturan bu değerler R_f kirlilik faktörü olarak tanımlanır. Ancak bu tez çalışmasında yakıt olarak doğalgaz kullanıldığı için ($R_f=0$ alınmıştır.)

$$U = \frac{1}{\frac{r_d}{r_i} \times \frac{1}{h_i} + \frac{r_d}{k_w} \times \ln \frac{r_d}{r_i} + \frac{1}{h_g} + R_{fi} + R_{fd}} \quad (4.53)$$

$U=199,22 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$ olarak hesaplanmış olup ilk varsayım değeri olan $210 \text{ W/m}^2\text{°C}$ değerine %5,13 hata payı ile yakın olduğundan kabul edilmiştir. Hesaplamalar bu doğrultuda yapılmıştır. $U= 210 \text{ W/m}^2\text{°C}$ olarak kabul edildi.

Gerekli boru ısı aktarım yüzey alanı ise;

$$Q = U \times A \times \Delta T_m$$

$$248\,280 = 210 \times A \times 86$$

$$A = 13\,747 \text{ m}^2$$

olarak bulunur. Tek bir borunun yüzey alanı ise aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$A = 6 \times 0,063 \times \pi$$

$$A = 1,187 \text{ m}^2$$

Toplam gereken ısı değiştirici yüzey alanı ise tek bir boru alanına bölünerek boru adedi bulunabilir.

$$\frac{13\,747 \text{ m}^2}{1,187 \text{ m}^2} = 11\,581$$

boru gereklidir. Giriş borusu olarak yan yana 2 boru, enlemesine de 25 boru olduğundan 50 boru vardır.

Buna göre; $11\,581/50 = 231$ sıra boru dizilimi yapılmalıdır.

Bunun yanında, toplam boru uzunluğu, boru uzunluğu ve sayısı çarpılarak,

$$L_{\text{kızdırıcı}} = 11\,581 \times 6 = 69\,486 \text{ m bulunur.}$$

4.4.2. Buharlaştırıcı için boyutlandırma hesapları

Buharlaştırıcı hesaplarında dikkate alınması gereken noktalardan biri, içinde akan akışkanın fazıdır. Genelde buharlaştırıcı borularını yarısında buhar, yarısından su geçirildiği kabulü yapılır. Daha sonra her iki akışkan için de bulunan ısı taşıyım katsayısı, kütleleri oranında ortalama alınarak bulunur.

P= 1.1 MPa T=179°C”deki buhar için;

Çizelge 4.11. Buharın özellikleri

Yoğunluk, ρ	5,6354 kg/m ³
Isıl Kapasite, c_p	2764,8 J/kg°C
Isıl İletkenlik, k	0,037164 W/m°C
Viskozite, μ	$1,51 \times 10^{-5}$ kg/ms

İş akışkan hızı V=12 m/s kabul edildi. Verilenler dâhilinde kızdırıcı için U= 110 W/m²°C olarak kabul yapıldı.

Hacimsel debi ifadesi,

$$Q = V \times A$$

V, burada akışkan hızını, A'da borunun alanını göstermektedir. Kütleli debi hesaplanırsa,

$$\dot{m} = \rho \times V \times A$$

$$4,529 = 5,6354 \times 12 \times A$$

$$A = 0,0803 \text{ m}^2$$

Akışa konu olan tek bir borunun iç kesit alanı $1,632 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ dir.

Buradan;

$$N_{\text{giriş}} = \frac{0,0803}{1,632 \times 10^{-3}} = 49,20 \text{ adet}$$

Boru içi hızları biraz daha düşük olacak şekilde, giriş borusu sayısı artırılabilir. 50 giriş borusu ideal bir çözümdür. 2 sıralı dizilim yapılacaktır.

$$Re = \frac{V \times D_i}{\nu}$$

$$Re = \frac{7 \times 0,0456}{1,51 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 109253$$

$$Pr = \frac{c_p \times \mu_b}{k}$$

$$Pr = \frac{2764,7 \times 1,51 \times 10^{-5}}{0,037} = 1,128$$

$$Nu = 0,023 \times Re^{4/5} \times Pr^{0,33}$$

$$Nu = 0,23 \times (109253)^{0,632} \times (1,128)^{0,3}$$

$$Nu = 256,8$$

$$h_i = \frac{Nu \times k}{D_i}$$

$$h_i = \frac{256,8 \times 0,037}{0,0456}$$

$$h_i = 226,31 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Çizelge 4.12. Buharlaştırıcı dışındaki atık gazın özellikleri

Sıcaklık, T	299 °C
Yoğunluk, ρ	0,80 kg/m ³
Isıl Kapasite, c_p	1036 J/kg°C
Isıl İletkenlik, k	0,038 W/m°C
Viskozite, μ	$2,64 \times 10^{-5}$ kg/ms

Atık gazın hızı $V=10$ m/s seçilir. En dar kesitteki gaz hızı;

$$V_{\max} = V \times \frac{S_T}{S_T - D_d}$$

$$V_{\max} = 65,21$$

$$Re = \frac{V_{\max} \times D_i}{\nu}$$

$$Re = \frac{65,21 \times 0,063}{2,64 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 100383$$

$$Pr = \frac{c_p \times \mu_b}{k}$$

$$Pr = \frac{1036 \times 2,64 \times 10^{-5}}{0,038} = 0,719$$

$$Nu = 0,27 \times Re^{0,632} \times Pr^{0,3}$$

$$Nu = 0,27 \times (100393)^{0,632} \times (0,719)^{0,3}$$

$$Nu = 298,8$$

$$h_g = \frac{Nu \times k}{D_d}$$

$$h_g = \frac{298,8 \times 0,038}{0,063}$$

$$h_g = 225,5 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Silindirik koordinatlara göre düzenlenmiş U denklemi yazılacak olursa,

$U=103,292 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$ olarak hesaplanmış olup ilk varsayım değeri olan $110 \text{ W/m}^2\text{°C}$ değerine %6,28 hata payı ile yakın olduğundan kabul edilmiştir. Bulunan değerler ısı transfer denkleminde yazılarak alan bulunabilir.

$U= 110 \text{ W/m}^2\text{°C}$ olarak kabul edildi.

$$Q = U \times A \times \Delta T_m$$

$$131\,312 = 110 \times A \times 104$$

Isı taşınımı için gereken yanal yüzey alanı; $A = 11\,178 \text{ m}^2$ olarak bulunur.

Tek bir borunun yüzey alanı ise aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$A = 6 \times 0,063 \times \pi$$

$$A = 1,187 \text{ m}^2$$

Toplam gereken ısı değiştirici yüzey alanı ise tek bir boru alanına bölünerek boru adedi bulunabilir.

$$\frac{11\,178 \text{ m}^2}{1,187 \text{ m}^2} = 9\,669$$

boru gereklidir. Giriş borusu olarak yan yana 2 boru, enlemesine de 25 boru olduğundan 50 boru vardır.

Buna göre; $9\,669/50 = 193$ sıra boru dizilimi yapılmalıdır.

Bunun yanında, toplam boru uzunluğu, boru uzunluğu ve sayısı çarpılarak,

$$L_{\text{buharlaştırıcı}} = 9\,669 \times 6 = 58\,014 \text{ m bulunur.}$$

4.4.3. Ekonomizör için boyutlandırma hesapları

Ekonomizör, atık ısı kazanında sıcak gazın girişine göre en sonda yer alan kazan elemanıdır. Bunun yanında besleme suyu önce ekonomizörden sisteme giriş yaptığı için ekonomizör üzerindeki sıcaklık değeri ise diğer kazan elemanlarına kıyasla azdır.

Isı taşınım katsayısının bulunması için suyun ekonomizör giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması alınarak bulunan değer için termodinamik özellikler Çizelge 4.13'de belirtilmiştir.

Çizelge 4.13. Ekonomizördeki iş akışkanı termodinamik özellikleri

Sıcaklık, T	137 °C
Yoğunluk, ρ	927,48 kg/m ³
Isıl Kapasite, c_p	4285 J/kg°C
Isıl İletkenlik, k	0,683 W/m°C
Viskozite, μ	$1,54 \times 10^{-5}$ kg/ms

İş akışkan hızı $V=10$ m/s kabul edildi. Verilenler dâhilinde kızdırıcı için $U= 190$ W/m²°C olarak kabul yapıldı.

Hacimsel debi ifadesi,

$$Q = V \times A$$

V, burada akışkan hızını, A da borunun iç alanını göstermektedir.

$$\dot{m} = \rho \times V \times A$$

$$4,529 = 927,8 \times 10 \times A$$

$$A = 0,0448 \text{ m}^2$$

Bu alan tek bir boru alanına bölünerek; 50 adet giriş borusu gerektiği bulunur.

$$Re = \frac{V \times D_i}{\nu}$$

$$Re = \frac{0,1 \times 0,0456}{1,54 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 25\,301$$

$$Pr = \frac{c_p \times \mu_b}{k}$$

$$Pr = \frac{4\,285 \times 1,54 \times 10^{-4}}{0,0683} = 0,966$$

$$Nu = 0,023 \times Re^{4/5} \times Pr^{0,33}$$

$$Nu = 0,23 \times (25\,301)^{0,632} \times (0,966)^{0,3}$$

$$Nu = 77,7$$

$$h_i = \frac{Nu \times k}{D_i}$$

$$h_i = \frac{77,7 \times 0,0683}{0,0456}$$

$$h_i = 1231 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Çizelge 4.14. Ekonomizör çevresindeki atık gazın özellikleri

Sıcaklık, T	194 °C
Yoğunluk, ρ	0,91 kg/m ³
Isıl Kapasite, c_p	1010 J/kg°C
Isıl İletkenlik, k	0,034 W/m°C
Viskozite, μ	$2,42 \times 10^{-5}$ kg/ms

Atık gazın hızı $V=10$ m/s seçilir. En dar kesitteki gaz hızı;

$$V_{\max} = V \times \frac{S_T}{S_T - D_d}$$

$$V_{\max} = 65,21$$

$$Re = \frac{V \times D_d}{\nu}$$

$$Re = \frac{65,21 \times 0,063}{2,42 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 125006$$

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{k}$$

$$Pr = \frac{1010 \times 2,42 \times 10^{-5}}{0,034} = 0,719$$

$$Nu = 0,23 \times Re^{0,632} \times Pr^{0,3}$$

$$Nu = 0,23 \times (125006)^{0,632} \times (0,719)^{0,3}$$

$$Nu = 343,3$$

$$h_g = \frac{Nu \times k}{D_d}$$

$$h_g = \frac{343,3 \times 0,034}{0,063}$$

$$h_g = 229,48 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Bulunan değerlere göre $U=178,39 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$ olarak hesaplanmış olup ilk varsayım değeri olan $190 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$ değerine %6,11 hata payı ile yakın olduğundan kabul edilmiştir.

$U= 190 \text{ W/m}^2\text{°C}$ olarak kabul edildi.

$$Q = K \times A \times \Delta T_m$$

$$10\ 441 = 190 \times A \times 55$$

$$A = 696 \text{ m}^2 \text{ dir.}$$

Tek bir borunun yüzey alanı ise aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$A = 6 \times 0,063 \times \pi$$

$$A = 1,187 \text{ m}^2$$

Toplam gereken ısı değiştirici yüzey alanı ise tek bir boru alanına bölünerek boru adedi bulunabilir.

$$\frac{696 \text{ m}^2}{1,187 \text{ m}^2} = 586$$

boru gereklidir. Giriş borusu olarak yan yana 2 boru, enlemesine de 25 boru olduğundan 50 boru vardır.

Buna göre; $586/50 = 11$ sıra boru dizilimi yapılmalıdır.

Bunun yanında, toplam boru uzunluğu, boru uzunluğu ve sayısı çarpılarak,

$$L_{\text{ekonomizör}} = 586 \times 6 = 3\,516 \text{ m bulunur.}$$

Tasarımda finli boru kullanımında alan hesaplamaları incelenmiştir. Aşağıda Çizelge 4.15’ de fin ölçülerine göre kanatlı boru yüzey alanları verilmiştir. Değerler 1 metre finli boru içindir.

Çizelge 4.15. Finli boruda hatve ve yoğunluğuna (1metre için) göre m2 alanlar

Boru Çap(mm)	Kanat Kalınlığı(mm)	Kanat yüksekliği(mm)	Kanat Yoğunluğu (adet/m)	Kanatlı boru dış çap(mm)	Kanatlı boru yüzey alan(m ²)
60,3	1	20	250	100,3	2,74
60,3	1	20	200	100,3	2,23

Finli boru kullanımı durumunda aşağıdaki sonuçlar elde edilir.2” boru kanat yoğunluğu 250 adet/metre (1 metre için) finli boru yüzey alanı 2,74 m² olduğuna göre yeni boru metrajını bulup toplam alan bulunabilir.

Kızdıracıda finli boru kullanıldığı zaman toplam boru uzunluğu ve alan aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\frac{13\,747 \text{ m}^2}{2,74 \text{ m}^2} = 5\,017 \text{ metre}$$

$$A = 5\,017 \times 0,1003 \times \pi$$

$$A = 1\,508 \text{ m}^2$$

Buharlaştırıcıda finli boru kullanıldığı zaman toplam boru uzunluğu ve alan aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\frac{11\,178 \text{ m}^2}{2,74 \text{ m}^2} = 4\,079 \text{ metre}$$

$$A = 4\,079 \times 0,1003 \times \pi$$

$$A = 1\,285 \text{ m}^2$$

Son olarak ekonomizörde finli boru kullanıldığı zaman toplam boru uzunluğu ve alan aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\frac{696 \text{ m}^2}{2,74 \text{ m}^2} = 254 \text{ metre}$$

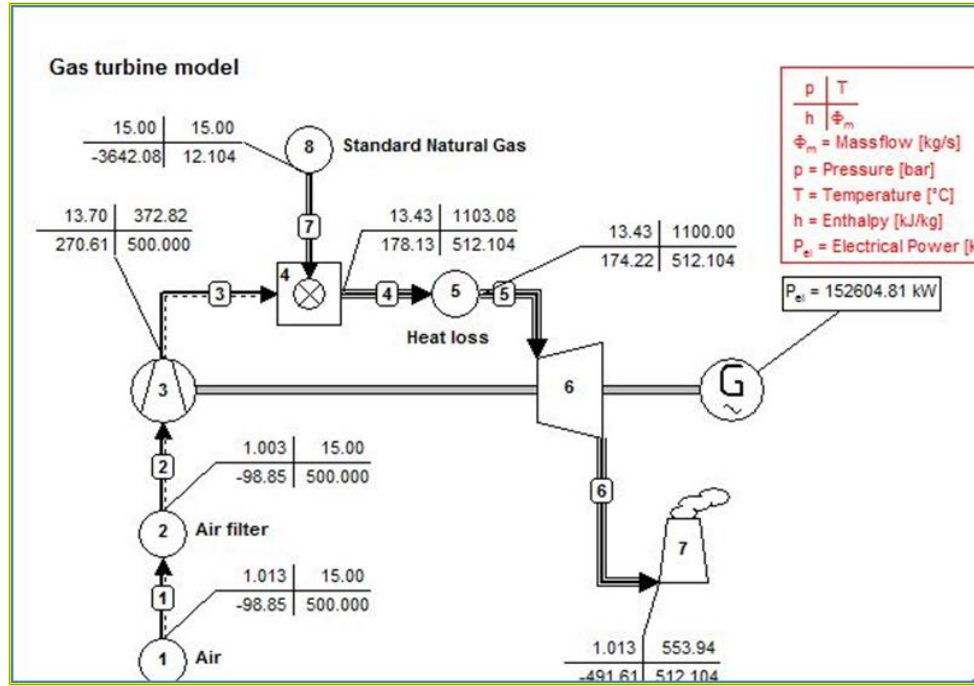
$$A = 254 \times 0,1003 \times \pi$$

$$A = 80 \text{ m}^2$$

olarak bulunur.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Gaz türbini-Jeneratör Grubu Hesaplamalar System Advisor Model programı, Cycle Tempo 5.1 yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Şekil 5.1’de sonuçlar verilmiştir.



Şekil 5.1. Gaz türbini-Jeneratör grubu tasarım değerindeki sonuçlar

Gaz türbini-Jeneratör grubu ekserji ve enerji sonuçları Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Gaz türbini-Jeneratör grubu ekserji ve enerji sonuçları

Sistem elemanı	No	Kullanım Yeri	Type	Enerji (kW)	Total (kW)	Ejerji (kW)	Total (kW)
Absorber	8	Yakıt Kaynağı	10	459921,06		480901,06	
Güç					459921,06		480901,06
Servis	1	Üreteç	G	152604,81		152604,81	
Güç _{max}					152604,81		152604,81
Max Verim				33,181 %		31,733 %	
Net verim				33,181 %		31,733 %	

Enerji tasarrufu kâr demektir. İsraf edilen her kalori ekonomik gelişmenin önünde bir engeldir. Endüstriyel atık ısıdan geri kazanılan ısı miktarı tüm ülkemizde bulunan enerji tesisleri dikkate alınırsa, elde edilecek tasarrufun çok yüksek miktarda çıkacağı örneklemede hesaplanan tasarrufun miktarında görülmektedir. Böylece enerjinin ekonomik

kullanımı sağlanmış olmakla birlikte dışarıdan ithal edilen yakıt miktarlarında da önemli bir miktar tasarruf edilmiş olur. Hesapları yapılan ısı değiştirici sayesinde endüstriyel tesislerdeki buhar, sıcak su ihtiyacı ve ortam ısıtılmasının atık baca gazı ısısından yararlanılarak sağlanması mümkündür.

Baca gazı kayıp ısıları, baca gazının soğutulmasıyla ve baca gazındaki su buharının yoğunlaştırılmasıyla büyük bir kısmı geri kazanabilir. Baca gazındaki su buharının yoğunlaşması için çığırma sıcaklığının altına kadar soğutulması gerekmektedir. Baca gazı çığırma noktası üzerindeki bir sıcaklığa kadar soğutulduğunda yoğunlaşma başlamayacağı için geri kazanılan ısı sadece duyulur baca gazı kayıp ısının bir kısmıdır. Ancak baca gazı sıcaklığı çığırma noktası altına düşürüldüğü zaman duyulur baca gazı kayıp ısısı yanında baca gazının gizli kayıp ısısından da yararlanmış olunur.

Kazan verimi ise baca gazı sıcaklığı ile ters orantılı olarak değişmektedir. Baca gazı sıcaklığı ile beraber baca gazı ısı kayıpları artmakta, kayıpların artmasıyla kazandan elde edilen verim düşmektedir. Ayrıca hava fazlalık katsayısının artması toplam baca gazı miktarını artırmakta ve buna bağlı olarak duyulur baca gazı ısı kaybındaki artış kazan verimini düşürmektedir.

Boru demetlerinin dizilişinin sıralı ve şaşırtmalı oluşu ısı transferinde etkindir. Sıralı diziliş için belli boru çapı, baca gazı debisi, baca gazı akışına göre boru eksenleri arasında enine adım (S_y) ve boru sıra sayısında borunun dış çapı arttıkça iki boru arasındaki mesafe (S_{y-d}) azalmaktadır. Bu nedenle maksimum hız artmakta bu da Re sayısı ve ısı transfer sayısını artırmaktadır.

Atık ısı kazan tasarımında boru malzemesi olarak finli veya düz boru tercih edilebilir. Ancak ilk yatırım ve bakım onarım maliyeti ile daha küçük ısı transfer alanı elde etmek için finli boru tercih edilmesi tasarım açısından uygun görülmektedir. Boru dizilişinde ise sıralı dizilişte baca gazı akışına göre enine boru sıra sayısı arttıkça baca gazı tarafı ısı transfer katsayısı azalmaktadır.

Şekil 4.10'da görülen sıcaklık-ısı transferi diyagramı ısı değiştirici tasarımında diğer termodinamik diyagramlar gibi önemli bir rol oynamaktadır. Tasarım değerlerindeki veriler kullanılarak çizilebilir. Yatay eksen atık gazdan akışkana geçen toplam ısı miktarını göstermektedir. Dikey eksen ise sıcaklık değerlerini gösterir. Tez çalışmasında kızdırıcı ısı yükünün buharlaştırıcı ısı yükünden büyük olması nedeni sekonder devredeki HRSG

besleme suyunun doymuş buhar fazında ve sıcaklığı 110 °C olmasıdır. Ayrıca türbin çıkış sıcaklığının yüksek olması da önemli bir parametredir.

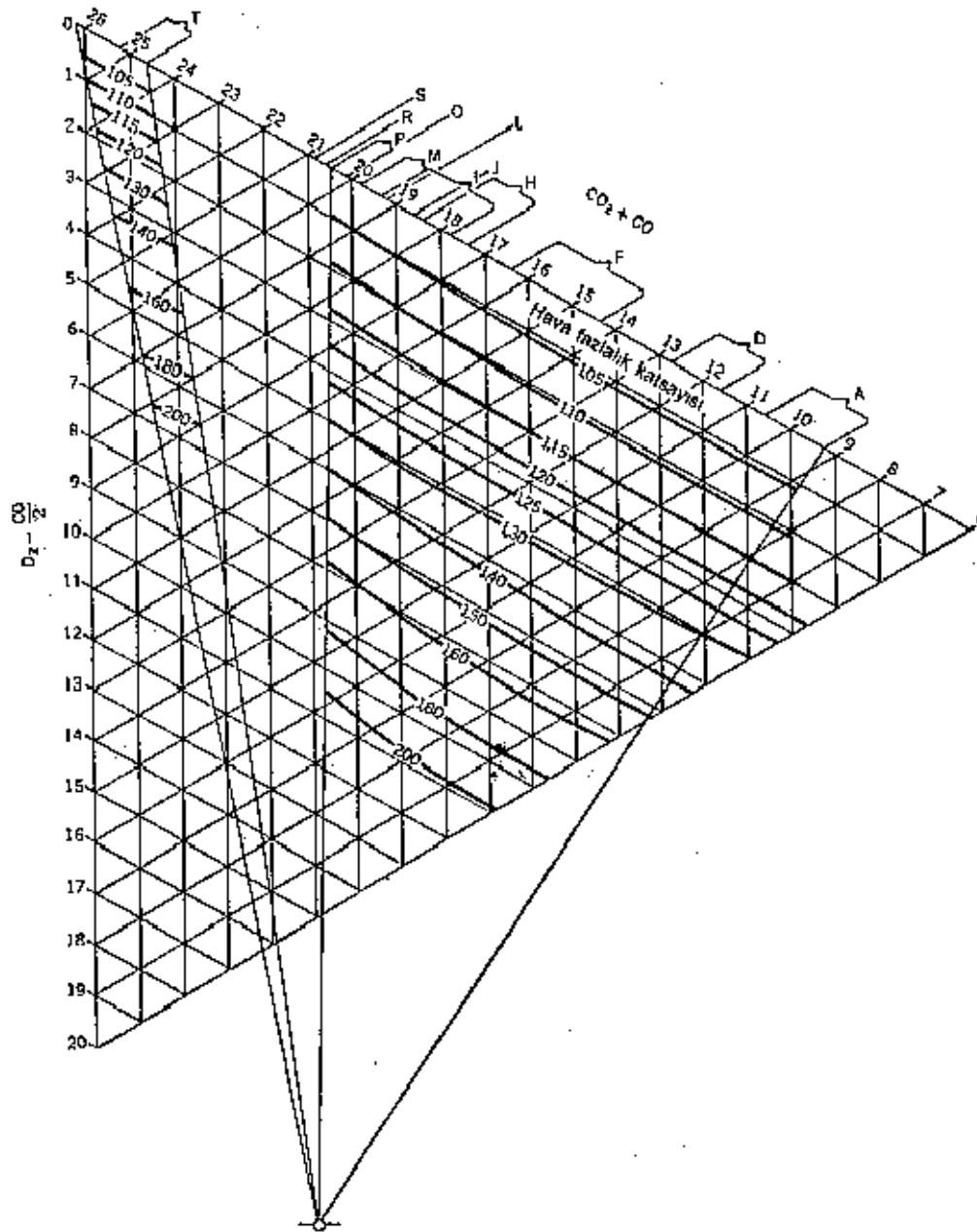
Gaz türbini-jeneratör grubunda yanma sonucu oluşan duman gazı ısısından faydalanarak endüstride çeşitli alanlarda kullanılabilir. Baca atık ısısından veya oluşan kızgın buhar ile sanayi sektöründe çeşitli prosesler için elektrik üretimi veya mahal ısıtma amaçlı kullanılabilir.

KAYNAKLAR

1. Aras, H. (1991). *Doğal gaz yakan sistemlerde baca gazından ısı geri kazanımı*. Yüksek Lisans Tezi, Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir. 15-37.
2. Bilgen, S. (2000). *Bazı yakıtların kimyasal ekserji değerlerinin hesaplanması*. Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon. 7-14,57-65.
3. Çomaklı, K. (2003). *Atatürk Üniversitesi ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizi*. Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum. 41-78.
4. Dazlak, S. (2006). *Bir doğalgaz santralinde atık ısı kazanım tesisinin enerji ve ekserji analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak. 81-96.
5. Dayangaç, Y., Yaldız, M., E. (2011). *Çimento sanayisinden faydalanarak elektrik üreten sistem tasarımı*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. 26-65.
6. Selbaş, R. (1992). *Atık ısı enerjisinden yararlanma yöntemleri ve uygulamaları*. Yüksek Lisans Tezi, Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Antalya. 66-78
7. Tekel, E. (2006). *Termik santrallerin enerji ve ekserji analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli. 44-67.
8. Tetik, T. (2011). *Doğalgaz yakıtlı bireysel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum. 51-61.
9. Topaç, B. (2008). *Kimyasal ekserji hesaplama yöntemlerinin petrol türevi hafif yakıtlara uygulanması*. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. 21-66.
10. Varol, Y. (1991). *Rejeneratif ısı değiştirgeçleri yardımıyla enerji geri kazanımı*. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ. 78-84.
11. Kayadelen, H. (2014). *Gaz türbinlerinde su/buhar enjeksiyonunun termoeconomik performans ve emisyonlar üzerindeki etkisinin incelenmesi ve optimizasyonu*. Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. 14-44.
12. Cakır, U. (2007). *Aziziye araştırma hastanesi enerji gereksinimi için kojenerasyon sisteminin uygulanabilirliği*. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum. 1-124.

EKLER

EK-1. Kuru baca gazı hacimsel yanma diyagramı



EK-2. Baca gazı fiziksel özellikleri

SICAKLIK	ÖZGÜL KÜTLE	İLETİM KATSAYISI	ÖZGÜL ISI		DİNAMİK VİSKOZİTE	KİNEMATİK VİSKOZİTE	ISIL YAYINIM	ISIL GENLEŞME	PRANDLE
T [°C]	ρ [kg/m ³]	λ [kcal/mh°C]	c_p [kcal/kg°C]	c_v [kcal/Nm ³ °C]	$\mu \cdot 10^6$ [kgs/m ²]	$\nu \cdot 10^4$ [m ² /s]	a [m ² /h]	$\beta \cdot 10^3$ [1/°K]	Pr
0	1.295	0.0196	0.249	0.323	1.611	0.122	0.0608	3.66	0.72
100	0.950	0.0270	0.256	0.331	2.081	0.215	0.1109	2.68	0.69
200	0.748	0.0345	0.262	0.340	2.499	0.328	0.1760	2.11	0.67
300	0.617	0.0417	0.268	0.348	2.876	0.458	0.2516	1.75	0.65
400	0.525	0.0491	0.275	0.357	3.233	0.604	0.3395	1.49	0.64
500	0.457	0.0565	0.283	0.367	3.549	0.763	0.4360	1.29	0.63
600	0.405	0.0639	0.290	0.376	3.865	0.936	0.5432	1.15	0.62
700	0.363	0.0712	0.296	0.384	4.151	1.121	0.6617	1.03	0.61
800	0.330	0.0788	0.302	0.392	4.426	1.318	0.7909	0.93	0.60
900	0.301	0.0861	0.309	0.400	4.681	1.525	0.9288	0.85	0.59
1000	0.275	0.0939	0.312	0.405	4.936	1.743	1.0922	0.79	0.58
1100	0.257	0.1012	0.317	0.410	5.171	1.971	1.2438	0.73	0.57
1200	0.240	0.1087	0.321	0.415	5.405	2.210	1.4126	0.68	0.56

V. P. Isachenko, V. A. Osipova, A. S. Sukomal; HEAT TRANSER, Mir Publishers Moscow 1977

$$\rho = 1 / (4 \times 10^{-09} T^2 + 0.0028 T + 0.7701)$$

$$\lambda = 8 \times 10^{-10} T^2 + 7.32 \times 10^{-05} T + 0.019683$$

$$c_p = -2.28 \times 10^{-11} T^3 + 2.66 \times 10^{-08} T^2 + 5.99 \times 10^{-05} T + 0.249233$$

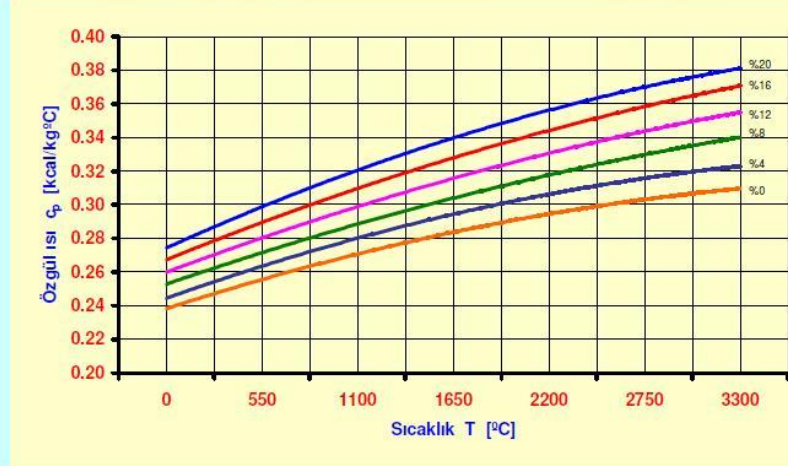
$$c_v = -2.95 \times 10^{-11} T^3 + 3.45 \times 10^{-08} T^2 + 7.76 \times 10^{-05} T + 0.322757$$

$$\mu = 1 \times 10^{-6} \times (-9.8 \times 10^{-07} T^2 + 0.00427 T + 1.65603)$$

$$\nu = 1 \times 10^{-4} \times (6.38 \times 10^{-07} T^2 + 0.00991 T + 0.11107)$$

$$a = 5.38 \times 10^{-07} T^2 + 0.000486 T + 0.058352$$

$$Pr = -1.1 \times 10^{-10} T^3 + 2.55 \times 10^{-07} T^2 - 0.00028 T + 0.71753$$



Bu sayfanın telif hakkı Aralsan'a aittir. Herhangi bir yöntemle kopyalanamaz. Ancak kaynak gösterilerek alıntı yapılabilir. ARALSAN © copyright 2008

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : BOZDAŞ Özgür
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 18.07.1978, Kırıkkale
Medeni hali : Evli
Telefon : 0542 517 20 04
e-mail : obozdas@sefine.com.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Sakarya Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2001
Lise	Kırıkkale Lisesi	1995

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2018-Halen	Sefine Tersanesi	Makine Mühendisi
2016-2018	Doğtaş Kelebek Mobilya	Bakım Şefi

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Yüzme, Gitar, Dans



GAZİ GELECEKTİR..