

**DÜŞÜK KALİTELİ YERLİ LİNYİTLERLE ÇALIŞTIRILAN BİR  
TERMİK SANTRALİN TASARIMI VE ENERJİ-ÇEVRESEL  
PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİNE YÖNELİK EKSERJİ  
ANALİZLERİ VE İRDELEMELER**

**Ehsan AMIRABEDİN**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAYIS 2011**

**ANKARA**

Ehsan AMIRABEDIN tarafından hazırlanan “DÜŞÜK KALİTELİ YERLİ LİNYİTLERLE ÇALIŞTIRILAN BİR TERMİK SANTRALİN TASARIMI VE ENERJİ-ÇEVRESEL PERFORMANSININ İYİLEŞTİRİLMESİNE YÖNELİK EKSERJİ ANALİZLERİ VE İRDELEMELER” adlı bu tezin yüksek lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Ali DURMAZ

.....

Tez Danışmanı, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

.....

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Ali DURMAZ

.....

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Prof. Dr. Yücel ERCAN

.....

Makina Mühendisliği, TOBB ETÜ

Tarih: 27/05/2011

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Ehsan AMIRABEDİN

**DÜŞÜK KALİTELİ YERLİ LİNYİTLERLE ÇALIŞTIRILAN BİR TERMİK  
SANTRALİN TASARIMI VE ENERJİ-ÇEVRESEL PERFORMANSININ  
İYİLEŞTİRİLMESİNE YÖNELİK EKSERJİ ANALİZLERİ VE  
İRDELEMELER  
(Yüksek Lisans Tezi)**

**Ehsan AMIRABEDİN**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Mayıs 2011**

**ÖZET**

Enerji teminindeki çeşitli kısıtlamalar ve petrol fiyatlarındaki aşırı artışlar, enerjisinin yaklaşık % 75'ini ithal eden ve düşük kaliteli linyitler bakımından göreceli zengin olan Türkiye'yi, enerji ve çevre politikalarının oluşturulmasında bu kaynaklardan olabildiğince yararlanmayı zorunlu kılmaktadır. Türkiye bu politikaların sürdürülebilirliği bağlamında temel politika olarak AB enerji-çevre politikalarının benimsemiş ve Kyoto Protokolünü de imzalamıştır. Bu çalışmanın amacı, günümüz Türkiye'sinde kullanılan başlıca 10 tür düşük kaliteli linyit ile çalışabilen ve termik santrallerle ilgili çeşitli Ar-Ge çalışmalarının yapılabileceği, 245 MW<sub>e</sub> kurulu güçte bir termik santralin tasarımıdır. Tasarımlanan santralde, modelleme ve simülasyon çalışmalarının ardından kapsamlı enerji ve ekserji analizleri yapılarak, santrallerde enerji ve çevresel performansın iyileştirilmesine yönelik araştırmalar gerçekleştirilmiştir. Ekserji analizleri toplam santral ekserji kaybının % 90'nın kazanda oluştuğunu ve gerçek enerji verimliliğinin, enerji analizlerinin aksine, % 1,5 ekserji kaybının oluştuğu soğutma sisteminde değil, kazanda olması gerektiğini göstermiştir. Düşük kaliteli yerli linyit yakan santrallerde, yakıt ekserjilerinin ve termik santral ekserji verimlerinin, yakıt alt ve üst ısı değerlerinin ve santral enerji verimlerinin yardımı ile doğrudan

**yaklaşık olarak belirlenmesi için belli katsayılar belirlenmiştir. Böylelikle karmaşık ekserji analizlerinin, yaklaşık da olsa, uygulayıcı mühendisler tarafından kolayca kullanma olanağı sağlanmıştır.**

**Bilim Kodu : 914.1.038**  
**Anahtar Kelimeler : Termik santral, Enerji ve Ekserji analizi, Duyarlılık analizi, Düşük kaliteli linyitler**  
**Sayfa adedi : 120**  
**Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Ali DURMAZ**

**DESIGN AND THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A THERMAL POWER  
PLANT OPERATING WITH DIFFERENT LOW GRADE TURKISH  
LIGNITES AND APPLYING PARAMETRIC ANALYSIS IN ORDER TO  
INCREASE EXERGY EFFICIENCY OF THE SYSTEM**

**(M. Sc. Thesis)**

**Ehsan AMIRABEDIN**

**GAZI UNIVERSITY  
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

**May 2011**

**ABSTRACT**

Politic restrictions in energy assurance and extreme increase in petroleum prices have directed Turkey towards energy and environment legislation to maximize the utilization of low grade local lignites, in which the country is relatively rich. In the context of the sustainability of these policies, Turkey has signed the Kyoto Protocol and taken the EU energy-environment policies into consideration as the main policy. The object of this study is to design a 245 MW<sub>e</sub> thermal power plant for operating with 10 different types of low grade lignites of Turkey and implementing of the various R&D studies. After modeling and simulation of the designed power plant, comprehensive energy and exergy analyses have been carried out in order to improve its energy and environmental performance. Exergy analyses have demonstrated that 90% of the total exergy loss of the power plant occurs in the boiler, and unlike energy analyses, actual energy efficiency must be in the boiler, not in the cooling system where only 1.5% of the total exergy loss occurs. Certain coefficients have been calculated for power plants fired with low grade local lignites, in order to determine directly the approximate fuels exergies and power plants exergy efficiencies with the help of the lower and higher heating values of the fuels and power plant energy efficiencies. Therefore, an approximate but highly practical

**tool has been obtained for reoffering the complicated exergy analyses by engineers.**

**Science Code : 914.1.038**  
**Keywords : Thermal power plant Design, Energy & Exergy Analysis, Parametric Analysis, Low Grade Lignites**  
**Page Number : 120**  
**Adviser : Prof. Dr. Ali DURMAZ**

## TEŞEKKÜR

Bu tez çalıőmam sűresinde, deęerli yardım ve katkıları ile beni yűnlendiren sayın hocam Prof. Dr. Ali DURMAZ'a ve çalıőmalarımın her aőamasında bana yardımcı olan sayın Zeki YILMAZOęLU'na teőekkűrlerimi sunuyorum.

Ayrıca yűksek lisans űęrenim boyunca, benden her tűrlű maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen ve bir çok fedakarlıęa katlanan sevgili aileme en içten teőekkűr etmeyi bir borç bilirim.



## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER .....	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ .....	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ .....	1
2. TERMİK SANTRAL TEKNOLOJİSİ VE UYGULAMALAR .....	4
2.1. Enerji Mühendisliği Temelleri .....	4
2.2. Enerji Dönüşüm Sistemi Olarak Termik Santraller .....	6
2.3. Termik Santral Kurulu Gücünün ve Yük Bölgesinin Belirlenmesi .....	8
3. TERMİK SANTRALİNİN ÇEVİRİM YAPISININ TASARIMI.....	10
4. BUHAR KAZANI TASARIMI VE TASARIM HESAPLAMALARI.....	13
4.1. Kazan Tasarımına Esas Olan Temel Veriler, Kazan Bölümleri ve Isıl Yükleri ve Soğuk Akışkan Isıtma Eğrisinin Oluşturulması.....	13
4.2. Kazan Bölümlerinde Isı Transferleri İle İlgili Sıcak Akışkan İşlevi Gören Yanma Gazları Soğuma Eğrisinin Hesaplanması .....	15
4.2.1. Tasarıma esas olan düşük kaliteli linyitin ısıl değerlerinin ve kömür tüketiminin hesaplanması .....	16
4.2.2. Buhar kazanı ile ilgili yanma hesapları .....	18
4.2.3. Yanma odasında ve ısıtma yüzeylerinde yanma gazı sıcaklığının hesaplanması .....	24
4.3. Tasarımlanan Buhar Kazanının Genel Isı Transferi Eğrisinin Çıkartılması ve Yanma Odası Boyutları .....	30

**Sayfa**

4.3.1. Genel kazan ısı transferi eğrileri .....	30
4.3.2. Yanma odası boyutlarının belirlenmesi.....	30
4.4. Buhar Kazan Isıtma Yüzeylerinin Boyutlandırılması .....	32
4.4.1. Buharlaştırıcı için ısıtma yüzeyinin boyutlandırılması .....	35
4.4.2. Kızdırıcı için ısıtma yüzeyinin boyutlandırılması .....	46
4.4.3. Ara kızdırıcı ve ekonomizer için ısıtma yüzeyinin boyutlandırılması .....	53
4.5. Tasarımlana Araştırma Buhar Kazanının Isıtma Yüzeyi Düzeni ve Boyutları.....	55
5. SANTRAL SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI.....	57
5.1. Yoğuşturucu Tasarım Verileri Belirlenmesi .....	57
5.2. Soğutma Kulesi Tasarım Verileri Belirlenmesi .....	58
5.3. Soğutma Sisteminin Boyutlandırılması.....	59
5.3.1. Yoğuşturucunun boyutlandırılması .....	59
5.3.2. Soğutma kulesinin boyutlandırılması.....	61
6. TÜRBİN ARA BUHARI İLE BESLEME SUYUN ÖN ISITILMASI .....	62
6.1. Besleme Suyu Ön Isıtıcıların İşletme ve Tasarım Verilerinin Çıkartılması .....	62
6.2. Besleme Suyu Ön Isıtıcı Isıtma Yüzeylerinin Boyutlandırılması .....	64
7. TERMİK SANTRAL İÇİN PERFORMANS ANALİZLERİ.....	66
7.1. Tasarımlana Termik Santralde Brüt Elektrik Üretimi .....	67
7.2. Tasarımlanan Termik Santralinin İç Elektrik Tüketimlerinin ve Net Elektrik Hesaplanması.....	69
7.2.1. Termik santral iç elektrik tüketimlerinin belirlenmesi.....	70
7.2.2. Santralin net elektrik üretiminin hesaplanması ve santral verileri.....	72
7.2.3. Özgül ısısal ve yakıtsal santral değerlendirme verileri .....	73

**Sayfa**

8. SANTRAL PARAMETRİK OPTİMİZASYONU VE EKSERJİ ANALİZİNE YÖNELİK SANTRAL SİSTEM YAPISININ SİMÜLASYONU .....	75
8.1. Santral Sistem Yapısının Mollier Diyagramı Kullanılarak Modellenmesi ve Hesaplanması.....	75
8.2. Santral Sistem Yapısının Paket Program Kullanılarak Simülasyonu.....	75
8.3. Santral Sistem Yapısının Mollier Diyagramı ve Thermoflex Uygulamalı Analiz Sonuçların Karşılaştırılması.....	78
9. TASARIMLANAN TERMİK SANTRALDE ÇEŞİTLİ YERLİ LİNYİTLER YAKILARAK ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE EMİSYON KONTROLÜNE YÖNELİK EKSERJİ VE DUYARLILIK ANALİZLERİ .....	80
9.1. Ekserji Analizi Termodinamik Temelleri ve Kangal Linyitinin Yakıldığı Termik Santrale Uygulanması.....	82
9.2. Kangal Linyiti Yakıldığı Termik Santral Örneğinde Ekserji Verimlerinin Hesaplamalarında Mühendislik Yaklaşımı.....	97
9.3. Tasarımlanan Termik Santrallerde İlave Diğer Düşük Kaliteli Yerli Linyitlerin Yakılması Durumunda Santral Ekserji ve Performans Analizleri .....	102
9.4. Kangal Linyitinin Yakıldığı Termik Santralde Ekserji Veriminin Artırılmasına Yönelik Duyarlılık Analizleri .....	107
10. SONUÇLARIN İRDELENMESİ ve İLERİYE DÖNÜK ÖNERİLER .....	110
10.1. Sonuçların İrdelenmesi.....	110
10.2. İleriye Dönük Öneriler .....	115
KAYNAKLAR .....	117
ÖZGEÇMİŞ .....	119

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.1. Santralin işletme parametreleri .....	11
Çizelge 4.1. Santralin kritik noktalarının termodinamik değerleri .....	14
Çizelge 4.2. Bazı kazan kapasiteleri için kesitsel ısı yük değerleri .....	31
Çizelge 4.3. Bazı yakıt çeşitleri için hacimsel ısı yük değerleri .....	32
Çizelge 4.4. Uygulamada kullanılan baca gazı ve iş akışkanı hız değerleri .....	35
Çizelge 4.5. Tasarımlanan kazanın ilgili ısıtma yüzeylerinin tasarım ve boyutlandırma verileri.....	56
Çizelge 5.1. Yoğuşturucu tasarım, işletme, ısı transferi verileri ve ısıtma yüzeyi boyutları .....	61
Çizelge 6.1. Besleme suyu ön ısıtıcıların boyutlandırılmasına esas olan ve ilgili ısınma- soğuma eğrilerinden elde edilen tasarım ve işletme verileri .....	63
Çizelge 6.2. Tasarımlanan araştırma termik santralinin besleme suyu ön ısıtıcılarının boyutlandırılmasına esas olan tasarım ve işletme verileri .....	65
Çizelge 7.1. Termik santral brüt elektrik üretimine esas olan türbin bölümlerindeki buhar debileri, giriş ve çıkış entalpileri .....	69
Çizelge 8.1. Tasarımlanan termik santralin Thermoflexde simülasyonu için girilmesi gereken veriler .....	76
Çizelge 8.2. Tasarımlanan termik santralle ilgili Thermoflex analiz sonuçları .....	78
Çizelge 8.3. Termik santralin Mollier diyagramı uygulamalı elle hesaplama ve Thermoflex analizleri sonucu elde edilen bazı tasarım sonuçlarının karşılaştırılması .....	78
Çizelge 9.1. Kuru ve külsüz saf Kangal kömürünün analiz değerleri .....	89
Çizelge 9.2. Santralin ekserji ekonomisi yönünden önemli tüm noktalarındaki termodinamik ve ekserjisel veriler.....	93

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 9.3. Termik santralin tüm bölümlerinde ve toplamında girdi-çıkıtsal toplam ekserji değerleri, toplam iş aktarımları ve ekserji kayıplarının hesaplanmasına esas olan ekserjisel denklemler.....	96
Çizelge 9.4. Santrali oluşturan bölümleri ve tümünde ekserji verimleri .....	98
Çizelge 9.5. Tasarımlanan Kangal linyit ile çalışması öngörülen termik santralin tümünde ve onu oluşturan tüm bölümlerdeki ekserji kayıpları, bu bölümlerdeki kayıpların toplam kayıp içindeki oranları ve ilgili ekserji verimleri.....	99
Çizelge 9.6. Tasarımlanan termik santralin ekserji ve performans analizlerine esas olan diğer düşük kaliteli yerli linyitlerin elementsel analizleri ve alt ısı değerleri .....	102
Çizelge 9.7. Tasarımlanan termik santralde çeşitli yerli linyitlerin yakılması durumunda hesaplanan ekserji ve performans analiz sonuçları .....	103
Çizelge 9.8. Tasarımlanan termik santralde kullanılan çeşitli yerli linyitlerin alt ve üst ısı değerleri, özgül kimyasal-mekanik ekserjiler ve yakıt kimyasal-mekanik ekserjilerinin belirlenmesinde yakıtsal dönüşüm faktörleri.....	105
Çizelge 9.9. Kangal linyitinin yakıldığı termik santralde tam yük işletme koşullarında etken işletme parametrelerinin değişimlerinin; santral ekserji verimi, elektrik üretimi, yakıt tüketimi, CO <sub>2</sub> ve SO <sub>2</sub> emisyonlarının değişimine etkisi .....	108

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 2.1. Yakıt, yakıtsal türevler, enerji dönüşüm sistemi ve ikincil enerji türleri .....	4
Şekil 2.2. Ham fosil yakıttan dört kabuğun soyulmasıyla elektriğin elde edilmesi.....	6
Şekil 2.3. Basitleştirilmiş santral akım şeması.....	7
Şekil 2.4. Uygulamada görülen bir termik santralin karmaşık sistem yapısı.....	7
Şekil 3.1. Türbin giriş basıncı – jeneratör anma gücü diyagramı .....	10
Şekil 3.2. Tasarımlanan termik santral çevrim yapısının h-s diyagramında gösterilmesi.....	11
Şekil 3.3. Tasarımlanan termik santralin sistem yapısı ve akış şeması.....	12
Şekil 4.1. Araştırma termik santralinin tasarımında esas olan ham Kangal kömürünün analiz değerleri .....	16
Şekil 4.2. Santral kazanında yanma gazı ile iş akışkanı arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramı .....	29
Şekil 4.3. Yanma gazı ile iş akışkanı arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramı .....	30
Şekil 4.4. Yanma odası geometrisi.....	31
Şekil 4.5. Isı değiştirgeçlerinde ışınlım ve taşınım ile ısı aktarımının toplam ısı aktarımındaki payları .....	33
Şekil 4.6. Buharlaştırıcıdaki sıcaklık farkları.....	36
Şekil 4.7. Kazanın yanma odasına su duvarları olarak konumlanan boru plakaları .....	42
Şekil 4.8. Buharlaştırıcı borusu boyunca, buharlaşma ısı transferi katsayısının değişimi .....	44
Şekil 4.9. Buharlaştırıcıdaki sıcaklık farkları.....	47
Şekil 4.10. Kızdırıcı boru demeti ve boru konumlama düzeni .....	48

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 4.11. Santral kazanında yanma gazı ile iş akışkanını arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramı .....	55
Şekil 5.1. Yoğuşturucu ve soğutma kulesi oluşan soğutma sisteminin ısı transferi eğrisi ve ilgili tasarım verileri .....	57
Şekil 6.1. Besleme suyu ön ısıtıcıların boyutlandırılmasına esas olan ve belirlenen yaklaşım ve aşırı soğutma sıcaklıklarına göre oluşturulan soğuma eğrileri .....	63
Şekil 7.1. Termik santral brüt elektrik üretiminin hesaplanmasına esas olan buhar türbin bölümleri, çekilen ara buharlar ve ilgili türbin genişleme eğrileri.....	68
Şekil 8.1. Tasarımlanan termik santralin sistem yapısının Thermoflex paket program uyarınca oluşturulması ve simülasyonu .....	77
Şekil 9.1. Hidrolik-Isı güç santrallerin ekserji yaklaşımı ile karşılaştırılması.....	82
Şekil 9.2. İdeal tamamen tersinir bir Carnot çevrim ile ısı transferi kaynaklı kısmı tersinmezlik içeren tersinmez bir Carnot çevriminde üretilen mekanik enerjinin çevrim alanları üzerinden karşılaştırılması.....	83
Şekil 9.3. Kömürün kimyasal-mekanik ekserjisi hesaplanmasına esas olan kontrol hacmi .....	89
Şekil 9.4. Tasarımlanan Kangal linyit ile çalışan 245 MW kurulu kapasitedeki termik santralin enerji ve ekserji kayıplarının toplam santral kayıpları içerisindeki oranları .....	100
Şekil 9.5. Tasarımlanan termik santralde çeşitli yerli linyitlerin yakılması durumunda t/h cinsinden kömür tüketimleri .....	103
Şekil 9.6. Tasarımlanan termik santralde çeşitli yerli linyitlerin yakılması durumunda üretilen 1 000 kW <sub>he</sub> başına açığa çıkan, özgül SO <sub>2</sub> ve CO <sub>2</sub> emisyonları .....	106
Şekil 9.7. Tasarımlanan termik santralde çeşitli yerli linyitlerin yakılması durumunda saatte ton başına açığa çıkan SO <sub>2</sub> ve CO <sub>2</sub> emisyonları .....	107

## SİMGELER VE KISALTMALAR

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

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$I'$	Ekonomizer çıkış/buharlaştırıcı giriş
$I''$	Buharlaştırıcı çıkış/Kızdırıcı giriş
$A$	Isı transfer alanı, kömürdeki kül miktarı
$A_{YO}$	Yanma odası kesit alanı
$C$	Karbon
$C_p$	Özgül ısı
$D$	Boru çapı
$\dot{E}$	Ekserji debisi
$\dot{E}_D$	Ekserji kaybı debisi
$e$	Özgül ekserji
$H$	Hidrojen
$h$	Entalpi, ısı transferi film katsayısı
$h_{Con}$	Taşınım ile ısı transferi film katsayısı
$h_{Rad}$	Işıma ile ısı transferi film katsayısı
$HÖI$	Hava ön ısıtıcı
$Ho$	Yakıt üst ısıl değeri
$Hu$	Yakıt alt ısıl değeri
$k$	Isı iletim katsayısı
$L$	Boru boyu
$\dot{m}_{BS}$	Besleme suyu debisi
$\dot{m}_{SK}$	Soğutma kulesi su debisi
$\dot{m}_{EKO}$	Ekonomizer su debisi
$\dot{m}_K$	Buharlaştırıcı iş akışkanı debisi
$\dot{m}_{AK}$	Ara kızdırıcı buhar debisi



<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$\dot{m}_Y$	Yakıt debisi
<b>N</b>	Nitrojen
<b>n</b>	Hava fazlalık katsayısı
<b>Nu</b>	Nusselt sayısı
<b>O</b>	Oksijen
<b>P</b>	Basınç
$P_{el}$	Termik santral kurulu gücü
<b>Pr</b>	Prandtl sayısı
$\dot{Q}$	Isı iletim oranı
<b>Q</b>	Isıl kapasite
<b>Re</b>	Reynolds sayısı
<b>S</b>	Boru et kalınlığı, entropi
<b>T</b>	Sıcaklık, Türbin
<b>U</b>	Toplam ısı transfer katsayısı
<b>V</b>	Hız
$\dot{V}_h$	Hava debisi
$\dot{V}_G$	Gaz debisi
$\dot{V}_{KG}$	Kuru gaz debisi
$\dot{V}_{YG}$	Yaş gaz debisi
$V_{CC}$	Yanma odası hacmi
$\dot{W}$	İş debisi
<b>W</b>	Kömürdeki su miktarı
<b>x</b>	Buhar kalitesi, mol kesri
$\Delta T_m$	Logaritmik sıcaklık farkı
$\eta$	Verim
$\eta_{II}$	Ekserji verimi
$\mu$	Dinamik viskozite
<b>v</b>	Kinematik viskozite
$\rho$	Yoğunluk

**Simgeler** $\epsilon$ **Açıklama**

Emisivite

 $\sigma$ 

Stefan-Boltzmann sabiti

**Kısaltmalar****Açıklama****Buh**

Buharlaştırıcı

**cv**

Kontrol hacmi

**ç**

Çıkış

**g**

Giriş

**G**

Gaz

**G<sub>k</sub>**

Kuru gaz

**G<sub>y</sub>**

Yaş gaz

**HÖİ**

Hava ön ısıtıcı

**IGS**

Isıl güç santral

**i**

Giriş

**j**

Madde akışı

**k**

Karışım bileşeni

**Kf**

Kazan fanı

**KM**

Kimyasal

**KN**

Kinetik

**PT**

Potansiyel

**Rad.**

Işınım

**th**

Teorik

**TM**

Fiziksel

**Y**

Yakıt

**YO, CC**

Yanma odası

## 1. GİRİŞ

Günümüzün en önemli sorunu, küresel düzeyde rekabet koşullarında, maliyet, kalite ve miktarlarda üretimin gerçekleştirilmesidir. Bir üretim sisteminin başlıca girdileri; enerji, hammadde, ara madde, insan gücü ve diğerleridir. Bunlar içerisinde fiyatı sürekli ve aşırı biçimde artan enerjidir. Diğer girdilerde artış 1–2 birim düzeyinde kabul edilirse, yakıt ve enerji fiyatlarındaki artış 5–10 ve üzerinde gerçekleşebilmektedir. Diğer yandan dünya enerji gereksiniminin % 90'ı fosil yakıtlarla karışlanmaktadır. Çağımızın başlıca çevre sorunları olan hava – toprak – su kirliliği ve küresel ısınma doğrudan fosil yakıtların verimsiz ve aşırı biçimde kullanımları ile ilgilidir. Fosil yakıtların rezervlerin azaldığı, enerji fiyatların aşırı arttığı ve yenilebilir enerji kaynaklarının ve teknolojilerinin başlangıç aşamasında olması ve günümüz enerji tüketiminin karşılanmasında henüz yetersiz kalması bu dönemin pahalı ve kritik enerji dönemi olarak isimlendirilmesine neden olmaktadır. Bu dönemde yapılabilecek en etken ara çözüm enerji üretim, dönüşüm, iletim dağıtım ve kullanım verimliliğinin en üst düzeye çıkartılmasıdır. Böylelikle enerji fiyatlarındaki aşırı artışlar dengelenmeye çalışılarak, üretim maliyetlerinin küresel rekabet koşullarında tutulması amaçlanmakta ve çevre sorunlarının kontrol edilebilir boyutlarda tutulmasına çalışılmaktadır.

Tüm ekonomik sektörlerde kullanılan başlıca ikincil enerji elektrik ve ısıdır. Günümüzde tamamını yakını ısı – güç çevrimleri üzerinden fosil yakıtlardan elde edilen elektrik enerjisi, tüm ikincil enerji türler içerisinde en kıymetli, tüm evrelerinde enerji verimliliğinin en üst düzeyde tutulması gereken bir enerji türüdür. Yakıt, yanma, ısı-güç, elektromekanik çevrim ve dönüşüm zinciri sonucunda ulaşılan bu enerji ile ilgili tüm sistemlerin uygun biçimde tasarımı, optimizasyonu ve işletilmesi günümüz enerji mühendisliğinin başlıca uğraşı alanlarını oluşturur.

Günümüz sosyo-ekonomi yapısının en vazgeçilmez enerji türü olan elektrik enerjisi üstün özellikler nedeni ile tüm ekonomik sektörlerde payını artırmaktadır. Enerji ekonomisinin en güncel sorununu elektrik enerji sorununun minimum maliyetle ve küresel çevre mevzuat sınırlar içerisinde kalınarak nasıl karşılanabileceğidir. Yapılan

öngörüler 2050 yılına kadar geçecek sürede bu sorunun çözümünde birinci enerji kaynakları olarak, kömür ve nükleer enerji başat rolü üstleneceği varsayılmaktadır.

Yakın geçmişte oluşan nükleer arızalar ve bundan olumsuz etkileri henüz devam ettiğinden, ağırlıklı kullanım kömüre kaymaktadır. Kömürler iyi, orta ve düşük kaliteli olmak üzere üç guruba ayrılabilir. İyi kaliteli kömür rezervleri (taş kömürü rezervleri) sanayi devriminden bu yana büyük ölçüde kullanılmış, geriye kalan rezervler ise demir çelik ve kimya sektörü için ancak yetebilecek boyuttadır. Orta kalite kömürlerde sanayi ve konut sektörlerinde yoğun bir biçimde kullanılmaktadır. Geriye elektrik üretimi için ancak düşük kaliteli linyitler diye tanımladığımız alt ısıl değeri 1000 – 2500 kcal/kg ve altında olan, yüksek nem, kül ve kükürt oranlı, aşırı çevre kirletici özellikteki kömürler kalmaktadır.

Çok önemli bu sürecin, düşünsel ve bilimsel alt yapısını ekserji kavramı oluşturmaktadır. Ekserji yakıtın yararlanabilen bölümünü yani iş potansiyelini tanımlar. Bunu dışındaki bölüm yararlanamayan enerjiyi, yani ölü enerjiyi tanımlar ve anerji olarak isimlendirilir. Bu bağlamda yakıt, ekserji ve anerjinin toplamından oluşur. Anerji bir enerji kabuğu olup, ekserji dengesinde dikkate alınmamalıdır.

Termodinamiğin birinci yasası, enerji kabuğunu dikkate almadan, oluşturulan enerji dengesinin vermiş olduğu verim, birinci yasa verimi (enerji verimi); enerji kabuğunun dikkate alınmadan, termodinamiğin ikinci yasası uyarınca oluşturulan, ikinci yasa veriminden (ekserji verimi) daha büyük olmaktadır. Buyanılsam enerji kabuğunun, ölü enerji olduğunun göz arda edilmesinden kaynaklanmaktadır. Ekserji uygulaması ile gerçekçi enerji verimliliği çalışmalarının önü açılmıştır. Ekserji dengesi, enerji dönüşüm sistemlerinde oluşan ekserji yok olmalarının (ekserji katliamı, ekserji kayıpları) yerlerinin, büyüklüklerinin ve nedenlerinin belirlenmesine olanak sağlamaktadır. Bunun gerçekleştirilmesi için, termik santral gibi çok karmaşık ve kapsamlı sistemlerde, sistemi oluşturan alt sistemler ve elemanlarının giriş ve çıkışlarında akışkan sıcaklığının, basıncının, debisinin, bileşenlerinin vb. bilinmesi gerekmektedir. 1920'lerden başlanarak, termik santrallerin otomatik kontrolleri bağlamında sistem dinamiği ile çalışmalar başlatılmış.1970'lere gelindiğinde, bu

çalışmaların sonuçları, bu sistemlerde enerji verimliliğinin artırılması ve emisyonların azaltılması bağlamında, ekserji analizlerinin yapılabilmesi olanağını sağlamıştır. Bunun sonucu olarak, termik santral sistem yapıları matematik modellenerek, bilgisayarlarda simülasyon uygulamaları yapılabilmekte, sistemin tüm içyapısı ve termodinamik özellikleri ekserji analizleri için hazır hale getirilmektedir.

Bu çalışmada, elektrik üretiminde düşük kaliteli linyitlere bağımlılıkta dünyada başata gelen ülkelerinden olan Türkiye, bu tür santrallerin enerji ve çevresel performanslarının nasıl iyileştirilebileceği ve çok daha verimli yeni tür sistemlerin nasıl genişletilebileceği konusunda, gerekli mühendislik yaklaşımını ele alınmıştır. Bu tür düşük kaliteli linyitlerden elektrik üretimine uygun bir sistem yapısına sahip 245 MW<sub>e</sub> kurulu güçte, termik santral tasarlanmış ve sistem yapısı oluşturulmuştur. Bu santralde, günümüzde Türkiye’de kullanılan başlıca 10 tür düşük kaliteli linyitin yakıldığı kabul edilerek kapsamlı ekserji ve duyarlılık analizleri yapılmıştır. Başlıca tasarım ve işletme parametrelerinin santralin enerji ve çevresel performansına etkileri araştırılmış, etken enerji verimliliği uygulamaları için yaklaşımlar getirilmiş ve sonuçlar irdelenmiştir.

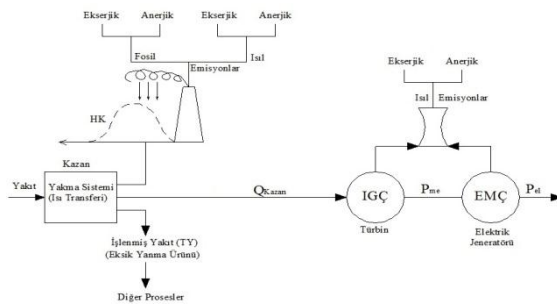
Hesaplanan ekserji verimleri ve ekserji kayıpları literatürde verilen benzer çalışmalarda [1-5] elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış ve farkları irdelenmiştir.

## 2. TERMİK SANTRAL TEKNOLOJİSİ VE UYGULAMALAR

Termik santrallerde enerji verimliliği artırılması ve emisyonların azaltılması amaçlı ekserji analizleri ile termik santral sisteminin, enerji ve çevre performansının optimizasyona yönelik çalışmalarının sağlıklı bir biçimde yürütülebilmesi için; santral teknolojisi, yakıtlar, yanma, enerji mühendisliği temeli ve ilgili tüm sistem yapılarının ve tasarımının bilinmesi gerekir. Bu amaca yönelik ekserji analizler ile ilgili tüm sistemdeki ekserji kayıplarının hesaplanmasına esas olan termodinamik verilerinin sistem modelleme ve simülasyon çalışmaları ile önceden belirlenmesi gerekir. Bu nedenle enerji verimliliği amaçlı ekserji analizlerine başlamadan evvel söz konusu konular bu bölümde genel olarak aşağıda özetlenmiştir.

### 2.1. Enerji Mühendisliği Temelleri

Enerji mühendisliğinin temel işlevi, doğrudan kullanılmayan birincil enerji kaynaklarının (yakıtlar), doğrudan kullanılabilen enerji türlerine (ikincil enerji) dönüştürülmesidir [6]. Yakıtın ikincil enerji türlerine (teknik yakıt, ısı, mekanik enerji, elektrik enerjisi) dönüşümüyle ilgili enerji dönüşüm sistem zinciri Şekil 2.1’de verilmiştir.



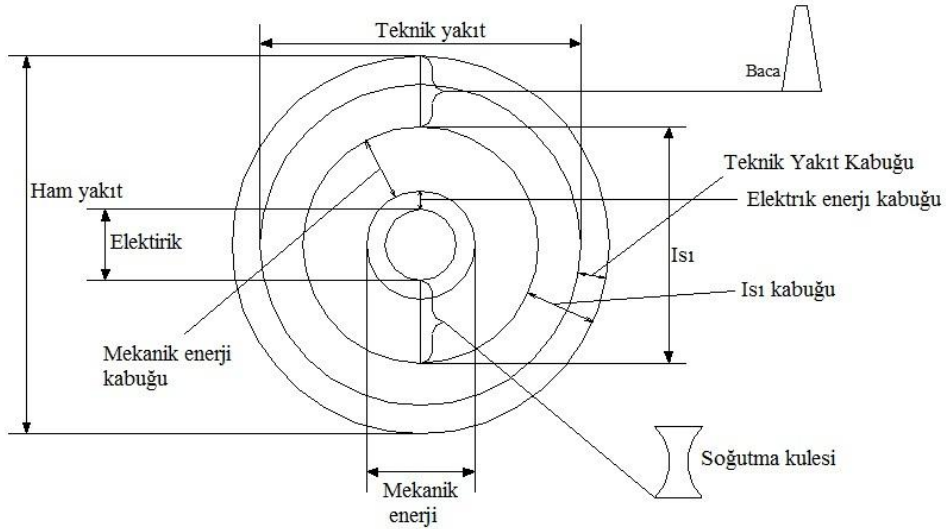
Şekil 2.1. Yakıt, yakıtsal türevler, enerji dönüşüm sistemi ve ikincil enerji türleri

Yakıt rezervinden alınan ham yakıt, yakıt teknolojileri (sıfırsal teknik türev,  $d^0Y/dT^0$ ) ile teknik ve ya yapay yakıtlara dönüştürülür. Bu dönüşümde çıktı olan teknik yakıt maddesel özellik gösterir. Kömür bağlamında; kok ve kömür gazı, petrol bağlamında; normal benzin, süper benzin, mazot, fuel-oil, katran, Petro-kok ve

benzeri çeşitli rafineri ürünleri, nükleer yakıtlar bağlamında; U238 (uranyum)'dan P239 (plütonyum), Th232 (toryum)'dan U233 v.b başlıca teknik yakıtlardır. Yerkabuğuna ulaşan güneş radyasyon (ışınım) enerjisi de; güneşte oluşan hidrojen füzyonu (nükleer yanma) sonucunda oluşan nükleer emisyonların uzayda kaldığı, temiz bir güneşsel teknik yakıttır. Teknik yakıt üretim sistemleri, yakıt teknolojisi kapsamında işlenmektedir. Bu sistemlere örnek olarak da kok fabrikaları, kömür gazı ve briket fabrikaları, rafineriler ve nükleer yakıt dönüştürücüler verilebilir [7]. Yakıtın ısıya dönüştürülmesi yanma süreç (birincil teknik türev,  $d^1Y/dT^1$ ) ile ısı enerjisine, ısı gücü çevrimleri (ikincil teknik türev,  $d^2Y/dT^2$ ) ile mekanik enerjiye, mekanik enerji ise elektromanyetik çevrim (üçüncül teknik türev,  $d^3Y/dT^3$ ) ile elektrik enerjisine dönüştürülür. Enerji mühendisliğinin çalışma alanı genelde bu dört tür dönüşüm teknolojileri üzerinedir [8]. Bu çalışmada, ham yakıt olan kullanılan düşük kaliteli linyitten üretilen elektriğin üretim zincirindeki (Şekil 2.1.) enerji dönüşüm sistemlerinin tasarımı ve optimizasyonu üzerinde durulmaktadır. Şekil 2.1'de görüldüğü gibi, birincil enerji dönüşüm sistemi, yakma sistemidir. Bu sistem yanma odası, kazan, ısı veya iş akışkanı üreteç vb. adı ile tanımlanabilir. İş akışkanı üreticisi olan kazan, yanma ve ısı aktarımı olmak üzere iki alt sistemden oluşur. Kazanlarda enerji kaynağı olarak ham yakıt veya teknik yakıt biçiminde kullanılır.

Enerji dönüşüm zincirinde ikincil enerji dönüşüm sistemi, Isıl-Güç Çevrim (IGÇ) sistemleridir. Bu sistemler, iş akışkanı ve çevrim yapısına göre buhar çevrimli (Rankine Termik Santral Çevrimi), gaz çevrimli (Brayton Gaz Türbini) ve gaz çevrimli içten yanmalı motor sistemleri (Otto, Diesel) gibi türlerden oluşmaktadır [9]. Gaz Türbini ve Termik Santral çevrimleri sürekli ateşlemeli türden olmasına karşın, içten yanmalı motor çevrimleri kesikli ateşlemeli özelliktedir. Ayrıca gaz ve buhar çevrimlerinin birlikte kullanıldığı kombine çevrim sistemleri, ısı ve elektriğin birlikte üretildiği Bileşik Isıl-Güç (kojenerasyon) çevrimleri, kritik ve pahalı enerji dönemi olarak tanımlanan günümüz dünyasında öncelikli kullanılır hale gelmiştir. Isıl-Güç Çevrim sistemi, iş akışkanı üretim (kazan), taşınım (buhar hattı), türbin (piston), atık ısı atma (soğutma sistemi), iş akışkanı aktarma (besleme pompası) ve enerji tasarruf alt ünitelerinden oluşan, tümleşik, döngüsel ve organize bir sistemdir. Isıl-Güç sistem verimi, bir organizasyon verimi olup, çevrimi oluşturan alt

sistemlerin nicelik, nitelik ve konum yönünden bir sağ döngülü ısıl-güç sistemin en uygun biçimde oluşturulmasıyla (yapısal ve parametrik optimizasyon) maksimize edilmesi gereken bir değerdir. Alt sistem üreticilerinin kendi sistemlerinin optimizasyonu ile uğraşmalarına karşın, bir organizasyon optimizasyonu olan Isıl-Güç Çevrim optimizasyonu, Termik Santral tasarımcısının sorumluluğundadır [10]. Santral tasarımcısı, yakıt ve işletme koşullarını dikkate alarak birim ürün toplam üretim maliyetinin (yakıt + amortisman) minimum olacağı bir sistem yapısı belirler ve sistem parametre optimizasyonu yapar. [11]. Enerji dönüşüm zincirindeki üçüncül enerji dönüşüm sistemi, elektromanyetik çevrimdir. Fosil enerji dönüşüm zincirinin başlıca işlevi, ham fosil yakıttaki çeşitli özellikteki kabukların ardı ardına soyularak yakıtın özünü oluşturan en kıymetli ikincil enerji biçimini belirleyen elektriğe ulaşmaktır (Şekil 2.2).



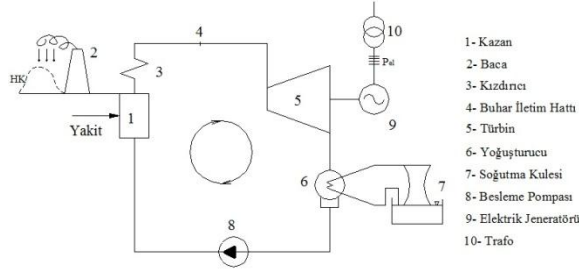
Şekil 2.2. Ham fosil yakıttan dört kabuğun soyulmasıyla elektriğin elde edilmesi

## 2.2. Enerji Dönüşüm Sistemi Olarak Termik Santraller

Isıl-Güç santralleri (Fosil, Nükleer, Güneşsel), ham yakıtları (kömür, uranyum) veya teknik yakıtları (kok, fuel-oil, P239, U233, güneş ışınım enerjisi) ana girdi olarak alıp bunları elektrik enerjisine dönüştüren sistemlerdir [12].

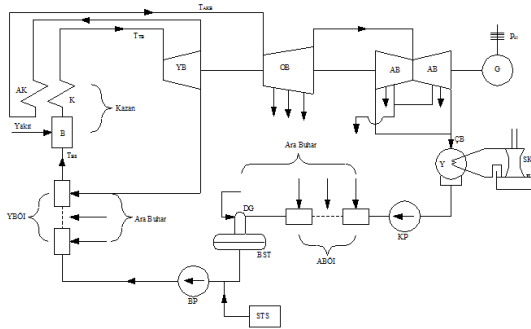


Basit bir Termik Santral sistem yapısı Şekil 2.3'te, uygulamada görülen karmaşık bir Termik Santral sistem yapısı ise Şekil 2.4'te görülmektedir.



Şekil 2.3. Basitleştirilmiş santral akım şeması

Şekil 2.3'te bir termik santralin basitleştirilmiş akım şeması ve sistem yapısı gösterilmiştir. Kazan, sistemin sıcak ucunu; soğutma kulesi ise soğuk ucunu tanımlar. Sistem tasarım işlemleri soğuk uçtan başlanarak yürütülür.



Şekil 2.4. Uygulamada görülen bir termik santralin karmaşık sistem yapısı

Şekil 2.4'te bir yandan türbin boyutlarının düşürülmesiyle yatırım maliyetinin azaltılması, diğer yandan kazandaki yakıt tüketiminin en aza indirilmesi nedeniyle santral veriminin artırılması için türbinlerden alınan ekserji içeriği, dolayısıyla elektriğe dönüşüm oranı düşük olan ara buharlarla besleme suyu ön ısıtma sistemlerinin kullanıldığı karmaşık bir termik santral sistem yapısı görülmektedir. Ayrıca bu sistemde korozyon yapıcı karbon dioksit ( $\text{CO}_2$ ) ve oksijen ( $\text{O}_2$ ), ara buhar ile degazörden atılarak sistem ömrü uzatılmaktadır.

Birim elektrik toplam üretim maliyetinin (yakıt, amortisman) minimum olacağı en uygun sistem dizininin alt sistem özelliklerinin tasarım ve işletme parametrelerinin belirlenmesi, santral tasarım optimizasyonu olarak tanımlanır.

### **2.3. Termik Santral Kurulu Gücünün ve Yük Bölgesinin Belirlenmesi**

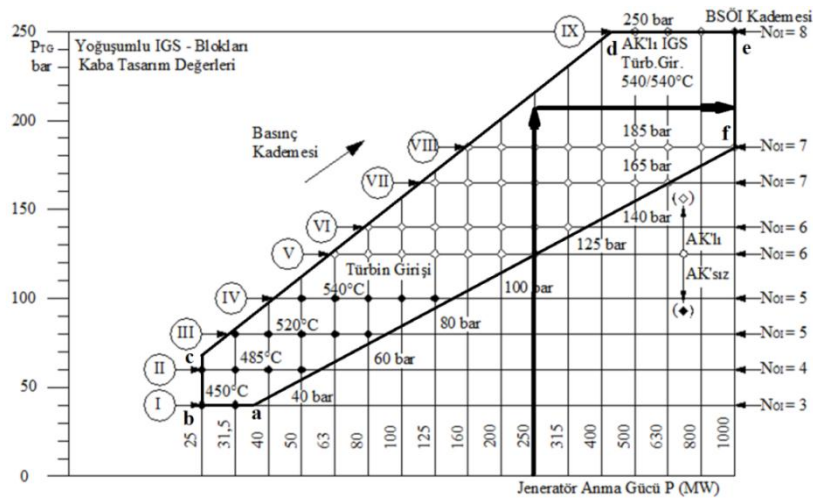
Termik santral kurulu gücü  $P_{el}$  [ $MW_e$ ], linyit analizleri, yanma davranışı, linyit rezervi, yakma teknolojilerinin getirdiği sınırlamalar, elektrik şebekesinin toplam yük durumu, kurulacak santralin yük özelliği (temel, değişken, tepe), santral fizibilitesi, elektrik satış fiyatı v.b. faktörler dikkate alınarak belirlenir. Günümüzdeki uygulamalarda düşük kaliteli linyitlerle çalışan termik santral kurulu güçleri 150–350 MW arasında değişmektedir. Düşük kaliteli linyit santrallerinde kömür kalitesi ve kül özellikleri tasarımda öngörülen değerlerde tutulamadığından, sık sık arızalar oluşmaktadır. Bu durum ise kazan yük ve kullanım faktörünü düşürmektedir. Çok büyük kurulu güçlerdeki santrallerde bu düşüş nedeniyle meydana gelebilecek ekonomik kayıplar kaldırılamayacak boyutta olabilir. Bunların önlenmesi için tasarıma esas olacak, kömür içeriklerinin (sabit karbon, yanıcı uçucular, nem ve kül) oranlarının ve kömür alt ısıl değerinin artı-eksi hangi oranda değişmesine izin verildiği kömür özellik bandının belirlenmesi ve uygun kömür hazırlama sistemleri ile santral işletmesinde bu bölgenin içerisinde kalınması sağlanmalıdır [13].

Bu çalışmada Türkiye elektrik üretiminin önümüzdeki yıllarda ola bildiğince başlıca fosil enerji kaynağımız olan düşük kaliteli linyitlerden sağlanacağı esas alınmıştır. Bu tür santrallerin işletme güvenliği ve ekonomisi yönünden günlük ve yıllık elektrik yük eğrilerinden temel yük bölgesinde çalıştırılmasını zorunlu kılmaktadır. Enerji üretim maliyetlerinin olabildiğince düşük tutulabilmesi için, termik santral kapasitelerinin günümüz teknoloji koşullarında gerçekleştirebilecek en üst boyutlarda olması gerekir. Bu nedenle söz konusu Ar-Ge çalışmalarının, uygulamadaki 150  $MW_e$  kurulu güçlerin üzerindeki güce sahip bir termik santralde yapılması ön görülmüştür. Bu nedenle Ar-Ge çalışmalarının 250  $MW_e$  Kurulu güçteki bir temel yük termik santralinde yapılmasına kara verilmiştir.

Böyle bir santral için yaklaşık 750 t/h buhar üretim kapasiteli bir kazanın uygulanması gerekir. Termik santral kazanları dolaşım ve zorlanmış geçişli türden olmak üzere 2 ayrı gruba ayrılır. Zorlanmış geçişli kazanlar ayırım deposuz (dram) olması neden ile su arıtma sistemi çok önem kazanmaktadır. Sistem dinamiği ve otomatik kontrolü çok karmaşık olup ve kazan işletme sorunlarına karşı çok duyarlıdır [14, 15].

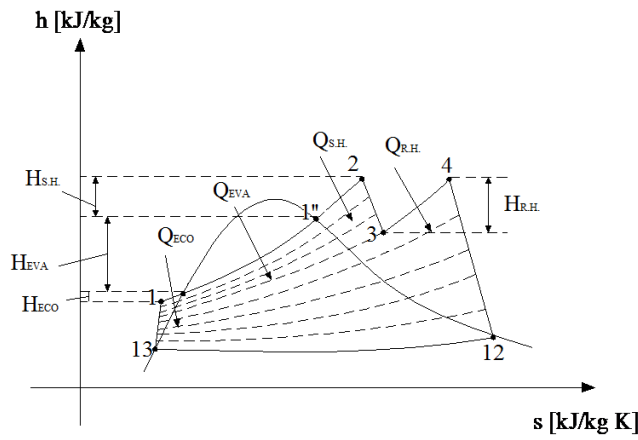
### 3. TERMİK SANTRALİNİN ÇEVİRİM YAPISININ TASARIMI

Önümüzdeki yıllarda linyit yakıtlı termik santrallerin ekonomik koşullardaki ünite kurulu güçlerinin 250 MW<sub>e</sub> olması beklenmektedir. Düşük kaliteli linyitler ile çalışsan termik santrallerin genel olarak elektrik yük eğrisinde temel yük işletme bölgesinde çalıştırılmaktadır. Oluşturulacak termik santralin yapısını belirlerken faydalanılacak en önemli kaynak, bütün termodinamik verilere ulaşılabilecek değerlerin de elde edileceği, santral yapımçı firmalar tarafında oluşturulan tasarım abakları olacaktır. Böyle bir abak Şekil 3.1’te verilmiştir.,



Şekil 3.1. Türbin giriş basıncı – jeneratör anma gücü diyagramı

Tasarımlanan termik santral ünitesinin, tasarım verileri ilgili abanın A-B-C-D-E-F noktalarıyla belirlene tasarım bölgesinde bulunması gerekir. A-F tasarım bölge sınırı santralin tasarım yatırım maliyetinin ve enerji performansının en düşük olduğu tepe yük santral yapısını tanımlar. C-D eğrisi ise enerji performansının ve yatırım maliyetlerinin en yüksek olduğu temel yükte çalıştırılan termik santral yapısını temsil eder. Değişken yük santralleri ise bu bölgelerin arasında bulunur. Temel yük 250 MW<sub>e</sub> termik santral tasarım verileri nasıl elde edildiği Şekil üzerinde gösterilmiştir. Buradan santral temel çevrim iskeleti, tasarım ve işletme değerleri elde edilerek, ilgili sistem çevrim yapısı h-s diyagramında (Şekil 3.2) ve santralin akım ve bağlantı şeması ilgili tüm alt sistem ve sistem elemanlarla birlikte Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Tasarımlanan termik santral çevrim yapısının h-s diyagramında gösterilmesi

Şekil 3.3 görüldüğü gibi tasarıma esas olan termik santral çevrim yapısı kızdırcılı ve ara-kızdırcılıya sahip doğal dolaşımli bir buhar kazanı, yüksek orta ve alçak basınç bölümlerden oluşan bir türbin sistemi, yoğuşturucu ve yağ soğutma kulesinden oluşan bir soğutma sistemi, 4 alçak, 1 orta (degazör) ve 2 yüksek basınçlı olmak üzere buharlarla ısıtılan toplam 7 kademeden oluşan bir besleme suyu ön ısıtma sistemi ile besleme ve kondense pompalarından oluşmaktadır. Tasarıma esas olan, işletme parametreleri ve sistem yapısal veriler Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Santralin işletme parametreleri

Parametre	Değer	Parametre	Değer
$P_1 = P_{EKO}$	194 bar	$d_s$	0,815 [(kg/s)/MW]
$P_2 = P_K$	45,3 bar	$D_{AK}$	0,748 [(kg/s)/MW]
$P_4 = P_{AKG}$	45,3 bar	$D_{yoğ}$	0,501 [(kg/s)/MW]
$P_4 = P_{AKÇ}$	40,8 bar	$\dot{m}_{BS} = \dot{m}_{BS}$	203,75 [kg/s]
$T_1 = T_{BS}$	255°C	$\dot{m}_{AK}$	187 [kg/s]
$T_2 = T_K$	540°C	$\dot{m}_K$	203,75 [kg/s]
$T_4 = T_{AK}$	540°C	$\dot{m}_{EKO}$	203,75 [kg/s]



#### **4. BUHAR KAZANI TASARIMI VE TASARIM HESAPLAMALARI**

Buhar kazanı, termik santralinin ekserji yoğun ve ekserji kayıplarının en yüksek olduğu, yanma ve ısı transferlerin olduğu sıcak ucunu temsil eder. Ekserji ekonomisi yönünden, kazan tasarımı; üzerinde titizlikle durulması gereken en önemli, aynı zamanda en karmaşık bir işlemdir. Bu nedenle kazan tasarımı ayrıntılı olarak ele alınmaktadır. Tasarım biçimlendirilme ve boyutlandırılma olmak üzere iki ana bölümden oluşur [16].

##### **4.1. Kazan Tasarımına Esas Olan Temel Veriler, Kazan Bölümleri ve Isıl Yükleri ve Soğuk Akışkan Isıtma Eğrisinin Oluşturulması**

###### Kazan tasarımına esas olan temel veriler

Kazan tasarımı ile ilgili temel veriler aşağıda verilmiştir:

1. Kazan türü ve yük bölgesi: doğal dolaşımli buhar kazanı ve temel yük
2. Yakıt turu ve alt ısıl değeri: düşük kaliteli kangal linyiti, ilgili ısıl değerler Böl.4.2 verilmiştir.
3. Yakma sistemi; yanma odası çıkışından alınan yaklaşık 1000°Cyanma gazlarıyla kömürün çarpma kasnaklı değirmenlerde kurutup öğütüldü, pülverize yakma sistemi (Bölüm 2.4.)
4. Kazan buhar üretim kapasitesi 734 t/h (Çizelge 3.1)
5. Besleme suyu ve buhar termodinamik verileri (Çizelge 4.1)

###### Kazan bölümleri ısıl yükleri ve soğuk akışkanın ısınma eğrisinin oluşturulması

Kömürün yanmasıyla oluşan ısı, yanma gazlarında depolanır, sırasıyla ısını buharlaştırıcı, kızdırıcı, ara kızdırıcı, ekonomizer ve hava ön ısıtıcı vb. ısıtma yüzeyleri üzerinden iş akışkanına ve yakma havasına aktarılarak, kazan ısıl verimine esas olan baca gazı sıcaklığına kadar soğur.

Söz konusu ısıtma yüzeylerinin giriş, çıkış termodinamik verileri Çizelge 4.1’de verilmiştir. Türbin çıkış entalepi hesaplanmasında  $\eta_T = 90$  [%] alınmıştır.

Çizelge 4.1. Santralin kritik noktalarının termodinamik değerleri

Nokta	T [°C]	P[bar]	h [kJ/Kg]
1	255	194	$T_1 * C_{p255} = 255 * 4,7 = 1\ 198,5$
1'	363,25	194	1 796,42
1''	363,25	194	2442,58
2	540	194	3 360,52
3s	310	45,3	2965
3	320	45,3	3 005,452
4	540	40,8	3 536,14
12s	32,8	0,05	2185
12	33	0,05	2320

Çizelge 4.1’de verilen entalpi değerleri kullanılarak ilgili ısıtma yüzeylerinin ısı yükleri( $Q_i$ ) ve buhar kazanının toplam ısı yükü ( $Q_{BK}$ ) aşağıdaki biçimde hesaplanmıştır.

$$Q_{EKO} = \dot{m}_{EKO} [\text{kg/s}] \times (h_{1'} - h_1) [\text{kJ/kg}] = 121826 [\text{kW}]$$

$$Q_{BUH.} = \dot{m}_{EVA} [\text{kg/s}] \times (h_{1''} - h_{1'}) [\text{kJ/kg}] = 131655 [\text{kW}]$$

$$Q_K = \dot{m}_{S.H.} [\text{kg/s}] \times (h_2 - h_{1''}) [\text{kJ/kg}] = 187000 [\text{kW}]$$

$$Q_{AK} = \dot{m}_{R.H.} [\text{kg/s}] \times (h_4 - h_3) [\text{kJ/kg}] = 99240 [\text{kW}]$$

$$Q_{Kazan} = Q_{EKO} + Q_{BUH.} + Q_K + Q_{AK} = 539750 [\text{kW}] = 539,75 [\text{MW}]$$

Hava ön ısıtıcı ısı yükünün hesaplanabilmesi için, kömür kurutma, ısıtma yüzeylerinde ısı aktarımları vb. lineer olmayan karşılıklı etkileşimlerin iterasyon yoluyla çözülerek bulunduğu baca gaz sıcaklığı hesabının ardından hesaplanmaktadır.



Böylelikle kazan içinde yakma havası hariç, ısı transferi hesaplarında soğuk akışkan işlevini gören iş akışkanının ön ısıtma, buharlaşma, kızdırma ve ara kızdırma işlemleri ile kazan içindeki iş akışkanını sıcaklık değişimi belirlenmiştir.

#### **4.2. Kazan Bölümlerinde Isı Transferleri İle İlgili Sıcak Akışkan İşlevi Gören Yanma Gazları Soğuma Eğrisinin Hesaplanması**

Buhar kazanlarında ısı transfer hesabı, sıcak akışkan (karmaşık bileşenli kirli yanma gazları) ile faz değişimli soğuk akışkan (kazan besleme suyu/buhar) arasında ve yakıt, yanma, tasarım ve işletme veri ve koşulları tarafından karşılıklı etkileşimi altında oluşan, tüm ısı transferleri türlerini içeren çok karmaşık bir süreçtir.

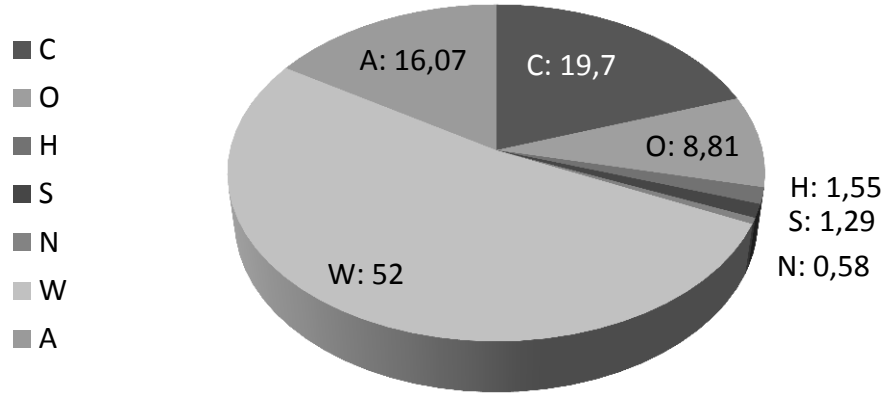
Kazanda ısı transferleri ile ilgili soğuk akışkanın sıcaklık değişimi (ısınma eğrisi) hesapları bölüm 4.1 yapılmıştır. Bu bölümde sıcak akışkan (yanma gazları) soğuma eğrisi hesapları yapılacaktır.

H<sub>2</sub>O formülü ile tanımlanan tek bileşenli suyun durum değişimleri ile ilgili termodinamik verileri (özellik ısı, sıcaklık basınç, entalpi, entropi vb.) termodinamik biliminin başlangıcından beri ele alınıp ve incelenmiştir. Gerekli veriler literatürde termodinamik tablolar veya Mollier diyagramı biçiminde kolayca bulunmaktadır.

Sıcak akışkanını oluşturan yanma gazları; yakıt (kömür ve türleri, gaz yakıtlar ve türleri, sıvı yakıtlar ve türleri vb.), yakma sistemi (ızgaralı, akışkan yatak, brülörlü vb.), yanma koşulları (hava fazlalığı, tam yük, kısmi yük, işletmeye alma ve çıkarma vb.), yanma ve emisyon kontrolü vb. bir çok faktörlere bağlı, durumdan duruma bileşen sayısı ve oranları, konsantrasyonları, özgül ısıları, sıcaklık, entalpi, debileri vb. tüm termodinamik verileri sürekli değişmektedir.

Yanma gazları soğuma eğrisinin hesaplanmasında en önemli termodinamik veri, yakıt, yakma sistemi, hava fazlalık katsayısı, kazan yük koşullarına çok bağlı, yanma gazı bileşenlerinin özgül ısılarının toplamından oluşan, sıcaklığa bağlı yanma gazı

özgül ısısının  $C_{p_{gaz}}(T)$  belirlenmesidir. Bunun için önce tasarıma esas olan ham kömürün analiz değerlerinin bilinmesi gerekir (Şekil 4.1).



Şekil 4.1. Araştırma termik santralinin tasarımında esas olan ham Kangal kömürünün analiz değerleri

#### 4.2.1. Tasarıma esas olan düşük kaliteli linyitin ısı değerlerinin ve kömür tüketiminin hesaplanması

##### Üst ısı değer ( $H_o$ )

Bir yakıtın üst ısı değeri, o yakıtın 1 atm sabit basınç ve 273 K sıcaklıkta belirli şartlar altındaki belirli hacimde hava ile tam olarak yakıldığı zaman (bomba kalorimetre), yanma gazları içindeki su buharının tamamının belirli bir sıcaklıkta yoğunlaştırıldığında açığa çıkan toplam ısı değeridir.

Kömürün üst ısı değeri  $H_o$ ; ham kömürün birim kömür başına elementsel analiz verileri C, H, O ve S kullanılarak, kömürde mevcut oksijeninin, kömür hidrojeninin bir bölüm ile kimyasal bağ içinde olup olmasına göre aşağıdaki gibi hesaplanır [16-18].

Kömürdeki oksijenin bir bölümü hidrojenle bağ içinde olması durumunda;

$$H_o = 33,83 C + 144,45(H-O/8) + 9,38 S = 7,43 \text{ [MJ/ kg - Y]} \quad (4.1.a)$$

Kömürdeki oksijenin hidrojenle bağ içinde olmaması durumunda;

$$H_o = 33,83 C + 144,45H + 9,38 S = 8,94 \text{ [MJ/ kg - Y]} \quad (4.1.b)$$

Bu çalışmada kömür kullanımı yönünden güvenli tarafta bulunmak için kısmen daha düşük üst ısı değer veren Eş. 4.1.a kullanılmıştır. Eş. 4.1. kömür oksijen içeriği gerekmemesi neden ile pratik uygulamalarda daha fazla tercih edilmektedir. Ama gerçek tasarım hesaplarında, kömürün bomba kalorimetresinde yakılarak elde edilen gerçek üst ısı değer kullanılmalıdır.

#### Alt ısı değer (Hu)

Bir yakıtın alt ısı değeri, o yakıtın 1 atm sabit basınç ve 273 K sıcaklıkta belirli şartlar altındaki belirli hacimde hava ile tam olarak yakıldığı zaman, yanma gazları içindeki suyun tamamının buhar olarak gaz fazında bulunduğu durumda açığa çıkan ısı miktarına alt ısı değeri denir. Alt ısı değeri, yukarıda belirlenen üst ısı değeri kullanılarak, çarpanlarının çok kapsamlı deneysel çalışmalar sonucu elde edilen ve aşağıda verilen deneysel denklem yardımı ile hesaplanır:

$$H_u = H_o - (W+9H) 2,395 = 5,854 \text{ [MJ/ kg - yakıt]} \quad (4.2)$$

Bu değerler, seçilen örnek santral olan Sivas Kangal Termik Santrali'nde kullanılan kömürün değerleriyle uyum göstermektedir.

#### Tasarımlanan araştırma kazanında yakıt tüketiminin hesabı

Kazanın Böl.4.1'de hesaplanan ısı yükünün ( $Q_{BK}$ ) üretilmesi için ihtiyaç duyulan yakıt debisi ( $m_{Yakit}$ ) aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{m}_{Yakit} = \frac{Q_{Kazan}}{H_u \cdot \eta_{Kazan}} = 425\,530\,837 \text{ [kg - Y / h]} = 118,203 \text{ [kg - Y / s]} \quad (4.3)$$

Kazan işletmesine yakıt esas olan kazan ısı verimi, tasarım kömürünün nem oranının % 52 gibi çok yüksek bir değere sahip olması nedeni ile başlangıç değeri olarak  $\eta_{BK} = 0,78$  olarak kabul edilmiştir.

#### 4.2.2. Buhar kazanı ile ilgili yanma hesapları

Kazan yanma hesapları 1 kg linyitin teorik (stökiyometrik) yakılması için gerekli oksijen hesaplanarak, birim yakıt başına gereksinim duyulan teorik ve gerçek yakma havaları, üretilen yanma gazı debileri, yanma gazının içerdiği, gaz bileşenleri ve diğerleri ayrı ayrı hesaplanmıştır. Bu çalışmalarda yaş yanma gazları esas alınır. Kazan emisyon hesaplarında ve emisyon izni alma vb. çeşitli işlemlerde kuru yanma gazları esas alınır [17, 18].

#### Teorik yanmada birim yakıt oksijen gereksinimi ( $O_{2min}$ )

Özgül oksijen gereksinimi  $O_{2min}$ , yanmaya reaksiyonlarına katılan kömür bileşenleri (C, H, S ve O) kullanılarak, teorik yanma, molar kütle dengesi (stökiyometrik denklemler) yardım ile aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$O_{2min} \left[ \frac{Nm^3 - O_2}{kg - Y} \right] = 1,87C + 5,6(H - O/8) + 0,7S \quad (4.4)$$

$$O_{2min} = 1,91 \left[ \frac{Nm^3 - O_2}{Kg - Y} \right] \quad (4.5)$$

Yukarıdaki eşitlikte  $-O/8$  terime kömür içerisindeki mevcut oksijenin yanmada öncelikle kullanması nedeniyle hesap yoluyla, havadan sağlanması gereken oksijenden miktarından çıkarıldığını göstermektedir.

### Teorik yanmada özgül hava gereksinimi ( $V_{h(th)}$ )

Havanın içerisinde % 21 oksijen bulunduğundan, birim kömür için gerekli  $O_{2min}$ , 0,21'e bölünerek, özgül hava miktarı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$V_{h(th)} = (1/0,21).O_{2min} = 1,917 \left[ \frac{Nm^3 - \text{hava}}{Kg - Y} \right] \quad (4.6)$$

### Gerçek yanmada özgül hava gereksinimi ( $V_h [Nm^3-H/kg-Y]$ )

Gerçek yanmada yanıcı elemanlar karmaşık bağlarla yakıt (kömür, sıvı ve gaz yakıtlar) tanecikleri içerisinde hapis durumundadır. Yanma için önce yakıtın gaz fazına geçirilmesi yakma havası ile iç içe karıştırılması gerekir. Uygun bir yanmanın sağlanması için yakıta bağlı olarak, teorik özgül hava gereksiniminin üzerinde bir havanın verilmesi gerekir. Gerçek özgül hava  $V_h$ , teorik özgül havanın hava fazlalık katsayısı diye tanımlanan, yakıt türü, yakma sistemi, işletme koşulları vb. birçok faktöre bağlı olan, işletmede deneylerle belirlenen, bir katsayı  $n$  (hava fazlalık katsayısı) ile çarpılarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$V_h = n.V_{h(th)} = 2,1086 \left[ \frac{Nm^3 - O_2}{Kg - Y} \right] \quad (4.7)$$

Hava fazlalık katsayısı kömürlerde kömür tane büyüklüğüne, kömür ve yakma sistemi özelliklerine göre,  $n$  değeri (1,1-2,5) değişir. Gaz yakıtlarda ise bu değer (1,05-1,12) arasındadır. Yanma optimizasyonu ve uygun yanma kontrolü ile uygun değer değerlerinin işletmede sürekli sağlanması gerekir. Bu çalışmada  $n$  değerleri iterasyon çalışmalarıyla 1,1-1,5 arasında değiştirilerek, yanma ve işletme için en uygun kazan, enerji ve kütle dengesi sağlanmaya çalışılmıştır.

İşletmede uygulanan hava fazlalık katsayıları yanma gazlarının içerdiği hacimsel  $O_2$  ve  $CO_2$  oranlarının analiz cihazları ile belirlenerek aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$n = \frac{21}{21 - O_2} \quad (4.8)$$

$$n = \frac{CO_{2maks}}{CO_{2ölç.}} \quad (4.9)$$

Biçiminde hesaplanır. Burada  $CO_{2max}$  yanma hesaplarıyla bulunan özgül teorik kuru yanma gazı  $CO_2$  oranını,  $CO_{2ölç.}$  ise kazanda ölçülen değerdir.

### Özgül teorik ve gerçek yanma gazı üretimi

Gerçek yanma gazı miktarı, kömür bileşenlerinin hava ile oksitlenmesi ardından oluşan çeşitli yanma gazı bileşenlerinin ( $CO_2$ ,  $CO$ ,  $SO_2$ ,  $NO_x$  ve  $H_2O$ ) toplamı (teorik yanma gazı miktarı) ile yanmaya girmeyen fazla havanın toplanması sonucundan oluşur. Bu nedenle önce, teorik özgül yanma gazı miktarının hesaplanması gerekir.

### Teorik özgül kuru yanma gazı miktarının ( $V_{Gk(th)}$ ) hesaplanması

Yakıtın yanıcı bileşenlerinin (C, H, S) tam yandığı, yakıt ve yakma havası azotunun oksitlenmediği varsayımı ile  $V_{DG(th)}$ , aşağıda verildiği biçimde hesaplanır [17]. Burada kömürün içerdiği hidrojen H ve nem W kaynaklı su  $H_2O$  oluşumu dikkate alınmaz.

$$V_{Gk(th)} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N(Y)} + V_{N(h)} \quad (4.10)$$

Teorik kuru gazı oluşturan ve molar kimyasal kütle dengesinden elde edilen gaz bileşenleri aşağıda verilmiştir:

$$V_{CO_2} = 1,87C = 0,3684 \left[ \frac{Nm^3 - CO_2}{Kg - Y} \right] \quad (4.11)$$

$$V_{SO_2} = 0,7S = 0,009 \left[ \frac{Nm^3 - SO_2}{Kg - Y} \right] \quad (4.12)$$

$$V_{N(Y)} = 0,8N = 0,00464 \left[ \frac{Nm^3 - N_2}{Kg - Y} \right] \quad (4.13)$$

$$V_{N(hava)} = 3,76O_{2min} = 1,136 \left[ \frac{Nm^3 - N_2}{Kg - Y} \right] \quad (4.14)$$

Yukarıdaki gaz bileşenleri toplanarak, teorik kuru gaz miktarı aşağıdaki gibi bulunur:

$$V_{Gk(th)} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N(Y)} + V_{N(h)} = 1,89564 \left[ \frac{Nm^3 - Gaz}{Kg - Y} \right] \quad (4.15)$$

#### Teorik özgül yaş yanma gazı miktarının ( $V_{Gy(th)}$ ) hesaplanması

Teorik yaş yanma gazı miktarı yukarıda hesaplanan teorik kuru özgül yanma gazı miktarına, kömür neminin buharlaşması ve kömür hidrojenin yanmasıyla oluşan buharın (nem)  $V_{H_2O}$  ilavesiyle aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$V_{Gy(th)} = V_{Gk(th)} + V_{H_2O} \left[ \frac{Nm^3 - Gaz}{Kg - Y} \right] \quad (4.16)$$

Kömür nem ve hidrojenden kaynaklanan buhar hacmi  $V_{H_2O}$  aşağıdaki gibi hesaplanır

$$V_{H_2O} = 1,244(W + 9H) = 0,8204 \left[ \frac{Nm^3 - H_2O}{Kg - Y} \right] \quad (4.17)$$

Söz konusu kagal linyit nemi, yukarıdaki denklem konularak ilgili linyitin özgül yaş yanma gazı miktarı

$$V_{Gy(th)} = V_{Gk(th)} + V_{H_2O} = 2,716 \quad (4.18)$$

Gerçek özgül yanma gazı miatları ( $V_{GY}$ )

Yukarıda hesaplanan özgül kuru ve yaş yanma gazı miktarları dikkate alınarak, Kangal linyiti için kuru ve yaş gerçek gaz miktarları aşağıda hesaplanmıştır:

Gerçek kuru özgül yanma gazı miktarı ( $V_{Gy}$ ):

$$V_{Gy} = V_{Gy(th)} + (n-1)V_{h(th)} = 2,908 \left[ \frac{Nm^3 - Gaz}{Kg - Y} \right] \quad (4.19)$$

Gerçek yaş özgül yanma gazı miktarı ( $V_{Gy}$ ):

$$V_{Gk} = V_{Gk(th)} + (n-1)V_{h(th)} = 2,087 \left[ \frac{Nm^3 - Gaz}{Kg - Y} \right] \quad (4.20)$$

İleriki bölümlerde ısıtma yüzeylerinde boyutlandırılmasında gerekli olan yaş yanma gazı hacimsel bileşen oranları ( $X_j$ ) Kangal linyiti için, aşağıda verildiği gibi ayrı ayrı hesaplanmış ve sonuçlar sunulmuştur.

$$X_{CO_2} = \left[ \frac{V_{CO_2}}{V_{Gy}} \right] = 0,1267 [Nm^3 - CO_2 / Nm^3 - Gy] \quad (4.21)$$

$$X_{SO_2} = \left[ \frac{V_{SO_2}}{V_{Gy}} \right] = 0,003094 [Nm^3 - SO_2 / Nm^3 - Gy] \quad (4.22)$$

$$X_{N_y} = \left[ \frac{V_{N_y}}{V_{Gy}} \right] = 0,001596 [Nm^3 - N_y / Nm^3 - Gy] \quad (4.23)$$



$$X_{N_h} = \left[ \frac{V_{N_h}}{V_{Gy}} \right] = 0,205 \text{ [Nm}^3 \text{ - N}_h \text{ / Nm}^3 \text{ - Gy]} \quad (4.24)$$

$$X_{N_2} = X_{N_{Yakit}} + X_{N_h} = 0,5221 \text{ [Nm}^3 \text{ - N}_2 \text{ / Nm}^3 \text{ - Gy]} \quad (4.25)$$

$$X_h = \left[ \frac{(n-1)V_h}{V_{Gy}} \right] = 0,0725 \text{ [Nm}^3 \text{ - h / Nm}^3 \text{ - Gy]} \quad (4.21)$$

$$X_{H_2O} = \left[ \frac{V_{H_2O}}{V_{Gy}} \right] = 0,282 \text{ [Nm}^3 \text{ - H}_2\text{O / Nm}^3 \text{ - Gy]} \quad (4.22)$$

#### Toplam yakma havası ve yanma gazı debileri hesabı

Kazanın yanma odası, duman kanalları, fan, brülör, baca, arıtma tesisleri vb. alt sistemlerinin boyutlandırılmasında kullanılan, normal şartlardaki toplam yakma havası debisi  $\dot{V}_h$  ve yanma gazı debisi  $\dot{V}_G$  saatteki ortalama kömür debisi kullanılarak aşağıda belirtilen Şekilde hesaplanmıştır [17]:

Toplam yakma havası debisi:

$$\dot{V}_h = \dot{m}_Y \cdot V_h = 897\,272,3 \left[ \frac{\text{Nm}^3 \text{ - hava}}{\text{h}} \right] = 249,242 \left[ \frac{\text{Nm}^3 \text{ - hava}}{\text{s}} \right] \quad (4.23)$$

Toplam yaş yanma gazı debisi(boyutlandırılma hesapları):

$$\dot{V}_G = \dot{m}_Y \cdot V_{Gy} = 1\,237\,340 \left[ \frac{\text{Nm}^3 \text{ - Gaz}}{\text{h}} \right] = 343,7 \left[ \frac{\text{Nm}^3 \text{ - Gaz}}{\text{s}} \right] \quad (4.24)$$

Buraya kadar olan incelemelerde kazanı oluşturan elemanların boyutlandırılması ve ısıl performans analizleri için gerekli yakıt, yakma havası ve yaş yanma gazı

debileriyle, emisyon analizleri ve çevresel performans hesapları için gerekli kuru yanma gaz debileri hesaplanmıştır.

#### **4.2.3. Yanma odasında ve ısıtma yüzeylerinde yanma gazı sıcaklığının hesaplanması**

Böl.4,1'de soğuk akışkanın (güç akışkanı) ısıl yükleri ve sıcaklık dağılımları buharlaştırıcıdan başlayarak teker teker hesaplanmış ve soğuk akışkan ısınma eğrisi çıkartılmıştır. Sıcak akışkan (yanma gazları) ve soğuk akışkan arasında ısı transferleri için gerekli çiftli ısı transfer eğrisinin tamamlanabilmesi için, önce yanma odası yanma gazı teorik sıcaklığının en başta hesaplanarak, yanma gazındaki ısıların sırasıyla ilgili ısıtma yüzeyleri ısı yükleri çıkartılarak, söz konusu ısıtma yüzeylerin giriş ve çıkışlarındaki yanma gazı sıcaklıkları hesaplanabilir. Bunun için her bir ısıtma yüzeyindeki yanma gazı özgül ısıların belirlenmesi gerekir.

#### Adiyabatik veya yanma odası teorik sıcaklığının hesaplanması

Adiyabatik yanma odası; ideal yalıtılmış, sadece ham yakıt ve yakma havasının beslendiği, ideal yanmayla oluşan yanma ısısının hiçbir şekilde su ve çevreye aktarılmadığı ve tamamen yanma gazlarında biriktiği kabul edilen yanma odası biçimidir. Böyle bir yanma odasında oluşan yanma gazı sıcaklığına, teorik yanma gazı sıcaklığı veya adiyabatik yanma odası sıcaklığı denir. Teorik yanma gazının taşıdığı başlangıç ısı miktarından, sırası ile buharlaştırıcı, kızdırıcı, ara kızdırıcı ve EKO yakma havası ısıl yükleri çıkarılarak, ilgili ısıtma yüzeylerinin giriş ve çıkışındaki yanma gazı sıcaklıkları, en sonun dada baca gazı sıcaklığı bulunmuş olur. Bu işlemlerin her birinde yanma gazı sıcaklığına bağlı, yanma gazı özgül ısı  $c_p(T)$  veya entalpisinin  $h=c_p \cdot T$  ayrı ayrı hesaplanması gerekir. Burada en zor ve kritik sorun yapısı çok karmaşık biçimde çeşitli yanma gazı bileşenleri ve atıklarından oluşan, sıcaklığa bağlı yanma gazı özgül ısı  $c_p(T)$ 'nin hesaplanmasıdır. Adiyabatik yanma odasına kütle ve enerji dengesi uygulanarak, yanma odası teorik sıcaklığının hesaplanmasıyla ilgili yanma odası giriş ve çıkışındaki enerji eşitliğini veren aşağıdaki enerji denkleminde ulaşırlar.

$$\dot{m}_Y \cdot Hu \cdot \eta_{YO} + T_h \cdot \dot{V}_h \cdot c_{ph} = T_{YOth} \cdot \dot{V}_G \cdot c_{pG}(T) \quad (4.25)$$

Burada düşük kaliteli linyitlerin kararlı biçimde yakılabilmesi için, yakma havası, hava ön ısıtıcılarla en az 250 °C' ye kadar ön ısıtılması gerekmektedir. Yanma odası sıcaklığı iteratif yaklaşımla bulunmasına yönelik eşitlik aşağıda verilmiştir.

$$T_{YOth} [^{\circ}C] = \frac{\dot{m}_Y \cdot Hu \cdot \eta_{YO} + T_h \cdot \dot{V}_h \cdot c_{ph}}{\dot{V}_G \cdot c_{pG}(T)} \quad (4.26)$$

Bu ifadede görüldüğü gibi yanma odası sıcaklığından başka bunun özgül ısı değeri de bilinmemektedir. Bu nedenle çözüm için, yanma odası sıcaklığını ve özgül ısı ifadesini içeren ikinci bir denklem gerekmektedir. Eş. 4.25 'in hesaplanabilmesi için, gaz karışımlarının özgül ısılarının kabul edilebilir hassasiyette hesaplanmasında kullanılan ve literatürde verilen serisel yaklaşımla elde edilen üçüncü derecedeki eşitlikten faydalanmıştır [19].

$$c_p [kJ / kmol K] = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (4.27)$$

Bu eşitlikte belirtilen yaklaşık ortalama özgül ısı değeri, yanma gazını oluşturan gaz bileşenleri için teker teker bulunur ve bu gazların hacimsel oranları dikkate alınarak ağırlıklı ortalama yoluyla ilgili sıcaklıktaki gaz karışımının yaklaşık özgül ısı belirlenmiş olur. Yanma gazları için söz konusu olabilecek % 100 konsantrasyon gaz bileşenlerine yönelik olarak literatürden [19] elde edilen katsayı değerleriyle bulunur.

$$c_{pCO_2} = 22,26 + 0,05981 \times T - 3,501 \times 10^{-5} \times T^2 + 7,469 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (4.28)$$

$$c_{pSO_2} = 25,78 + 0,05795 \times T - 3,812 \times 10^{-5} \times T^2 + 8,612 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (4.29)$$

$$c_{pNO} = 29,34 - 9,395 \times 10^{-4} \times T + 9,747 \times 10^{-6} \times T^2 - 4,187 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (4.30)$$

$$c_{pNO_2} = 22,9 + 0,05715 \times T - 3,52 \times 10^{-5} \times T^2 + 7,87 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (4.31)$$

$$c_{pH_2O} = 32,24 + 0,001923 \times T + 1,055 \times 10^{-5} \times T^2 - 3,595 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (4.32)$$

$$c_{p\text{air}} = 28,11 + 0,001967 \times T + 4,802 \times 10^{-6} \times T^2 - 1,966 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (4.33)$$

Herhangi bir gaz karışımı için özgül ısı, ilgili bileşenlerin tam konsantrasyon  $c_{pj}$  değerleri ile karışım oranları  $x_j$  kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$c_{pG} [\text{kJ/kmol K}] = \sum_{j=1}^6 (c_{pj} \times X_j) \quad (4.34)$$

Eş. 4.33 kullanılarak, Kangal linyitin yanmasıyla oluşan yaş yanma gazlar için, özgül ısı değerleri hesaplanmıştır. İlgili  $x_j$  değerleri, Böl. 4.4.2. verilmiştir. Kazanda ısıtma yüzeyleri boyunca yanma gazı sıcaklıklarının ve özgül ısılarının iterasyon yoluyla hesaplanmasında, MATLAB programı kullanılmıştır. Bu program, teorik yanma gazı sıcaklığının (Eş 4.25) hesaplanmasında uygulanmış, adiyabatik yanma odası ile ilgili sıcaklık ve özgül ısı değerleri hesaplanmış ve üç ayrı birimde aşağıda verilmiştir.

$$T_{YO} = 1200 [^{\circ}\text{C}] \quad \text{ve} \quad c_{pG@T_{YO}} = 1,88 [\text{kJ/Nm}^3\text{ }^{\circ}\text{C}] = 1,549 [\text{kJ/Kg }^{\circ}\text{C}]$$

#### Isıtma yüzeyleri giriş çıkışlarında yanma gazı sıcaklıklarının hesaplanması

Teorik yanma sıcaklığına sahip yanma gazı ısısından, buharlaştırıcı ısı yükü çıkarıldığında, geriye buharlaştırıcı çıkışındaki yanma gazı ısı yükü  $Q_{GY}$  kalır. Bu ise bilinen gaz debisi, özgül ısı ve bilinmeyen buharlaştırıcı çıkışındaki yanma gaz sıcaklığı çarpımına eşit olduğundan, buradan bilinmeyen yanma gaz sıcaklığı hesaplanır. Aynı yaklaşım diğer ısıtma yüzeyler için ayrı ayrı uygulanarak, en sonunda kazan çıkışındaki yanma veya duman gazı sıcaklığına, yani baca gazı

sıcaklığına ulaşılır. Bu işlem uygun kazan enerji dengesi oluşturuluncaya kadar tekrarlanarak, gerçek kazan ısı verimini belirleyen baca gazı sıcaklığı bulunur. Bu enerji dengesi sonunda kazan baca gaz sıcaklığı, kazan verimi ve diğer tüm tasarım verileri elde edilerek, Kangal linyiti için uygun kazan siparişi yapılır.

#### Buharlaştırıcı çıkışında yanma gazı sıcaklığının hesaplanması

Yukarıda belirtildiği gibi yanma gaz tarafı enerji dengesinde, yanma odası çıkışındaki yanma gazı sıcaklığı  $T_{G_{YO\check{c}}}$  aşağıdaki gibi, MATLAB programında iteratif olarak hesaplanır. Tüm ısıtma yüzeylerinde çevreye olan ısı kaybı dikkate alınmamıştır.

$$Q_{Buh} = \dot{V}_G \times c_{PG@YO} (T_{YO} - T_{YO\check{c}}) \quad (4.35)$$

$$c_{PG@TBuh} = 1,8683 \text{ [kJ / Nm}^3 \text{ }^\circ\text{C]} \quad T_{YO\check{c}} = 994 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

#### Kızdırıcı çıkışındaki yanma gazı sıcaklığının hesaplanması

Aynı şekilde kızdırıcı çıkışındaki yanma gazı sıcaklığı ilgili gaz tarafı enerji dengesi eşitliğinden aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Q_K = \dot{V}_G \times c_{PG@K} (T_{YO\check{c}} - T_{K_g}) \quad (4.36)$$

$$c_{PG@K} = 1,775 \text{ [kJ / Nm}^3 \text{ }^\circ\text{C]} \quad T_{K_g} = 686 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Bu çalışmada kızdırıcının tek ısıtma yüzeyi paketten olunduğu kabul edilmiştir. Gerçek santral uygulamasında ise enerji-işletme performansı optimizasyon nedeniyle kızdırıcı sistemi bir kaç pakete ayrılıp ardışık olmayan bir düzende kazan yanma gazı kanallarına konumlandırılır.

### Ara kızdırıcı çıkışındaki yanma gazı sıcaklığının hesaplanması

Benzer yaklaşımla ara kızdırıcı çıkışındaki yanma gazı sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır. Burada da kızdırıcı sistemi gibi ara kızdırıcı tek paket olarak kabul edilmiştir.

$$Q_{AK} = \dot{V}_G \times c_{PG@AK} (T_{K\check{c}} - T_{AK_g}) \quad (4.37)$$

$$c_{PG@AK} = 1,775 \text{ [kJ/Nm}^3\text{ }^\circ\text{C]} \quad T_{AK\check{c}} = 513 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

### Ekonomizer çıkışındaki yanma gazı sıcaklığının hesaplanması

Kazan içi besleme suyu ön ısıtıcıda (EKO)'da gaz tarafı enerji denkleminde yanma gaz çıkış sıcaklığı aşağıda verildiği gibi 288°C olarak hesaplanmıştır.

$$Q_{EKO} = \dot{V}_G \times c_{PG@EKO} (T_{AK\check{c}} - T_{EKO_g}) \quad (4.38)$$

$$c_{PG@EKO} = 1,775 \text{ [kJ/Nm}^3\text{ }^\circ\text{C]} \quad T_{EKO\check{c}} = 288 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

EKO çıkışındaki yanma gazı sıcaklığının kararlı yanma için gerekli yakma havasının sıcaklığının 250 °C dolayında ön ısıtılması için uygun konuma gelinceye kadar birçok iterasyon hesapları yapılmış sonunda  $T_{EKO\check{c}} = 288^\circ\text{C}$ 'a ulaşılmıştır. Burada iterasyona son verilerek, uygun işletme için gerekli hava ön ısıtıcı tasarımına geçirilmiştir.

### Hava ön ısıtıcı çıkış (baca gaz) sıcaklığının hesaplanması

Daha önceki bölümlerde yanma hesaplarıyla tam santral yükü için gerekli yakma havası miktarı hesaplanmıştır, ayrıca uygun ve kararlı bir yanmanın sağlanabilmesi için yanma odasına verilen yakma havasının sıcaklığının gerektiği ifade edilmiştir.

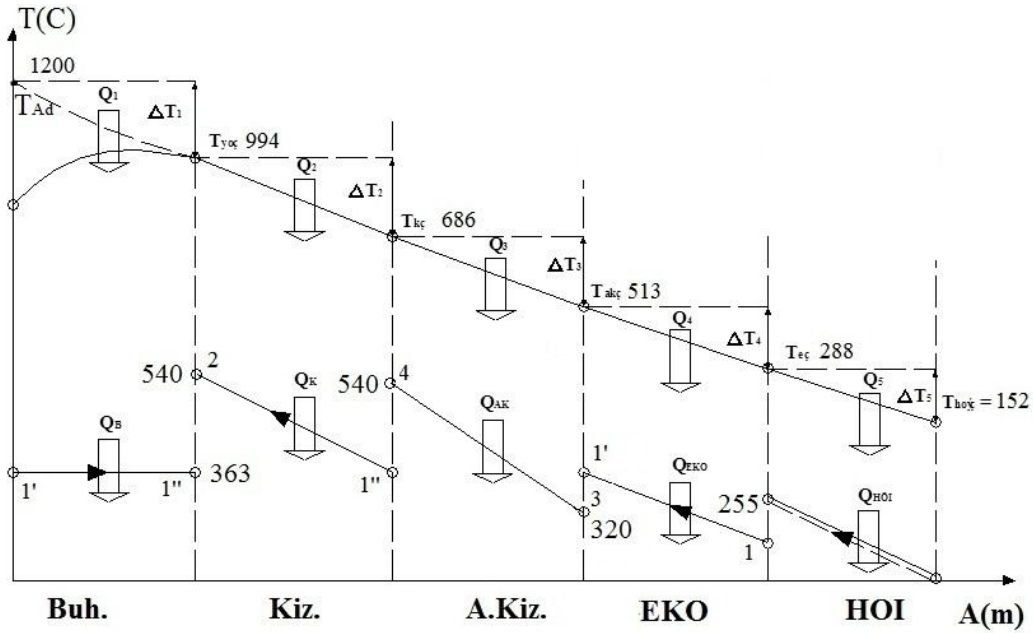


### 4.3. Tasarımlanan Buhar Kazanının Genel Isı Transferi Eğrisinin Çıkartılması ve Yanma Odası Boyutları

#### 4.3.1. Genel kazan ısı transferi eğrileri

Bölüm 4.2.1'e iş akışkanının (su/buhar), bölüm 4.2.2'e ise yanma gazlarının tüm ısıtma yüzeyi zinciri üzerindeki sıcaklık değişimleri hesaplanmış, ısı transferine hesaplarına esas olan genel kazan ısı transferi eğrileri, ısıtma yüzeyleriyle ilgili ısıtma yükleri Şekil 4.3 verilmiştir.

Tüm kazan ısı transferi eğrisinde görüldüğü gibi, kazan farklı yapıda, konumda ve ısıtma transferi özellikleri taşıyan 5 grup ısıtma yüzeyi sistemlerinden oluşmaktadır. Bunlar; buharlaştırıcı, kızdırıcı, ara kızdırıcı Eko ve HÖİ dir.



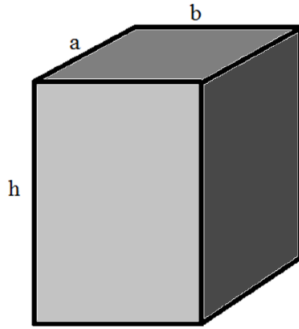
Şekil 4.3. Yanma gazı ile iş akışkanı arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramı

#### 4.3.2. Yanma odası boyutlarının belirlenmesi

Yanma odası boyutlandırılırken en önemli kriter, alevin yanma odasını kapladığı ve alev boyunun yanma odası enine eşit olduğu varsayımı olacaktır. Ayrıca en üst



düzeyde ısı aktarımını gerçekleştirilebilmesi için köşesal brülör düzeni oluşan alev topunun yanma odasını tam doldurması amaçlanır. Bu nedenle yanma odası kesit alanının kare şeklinde olması gerekir. Tasarlanacak yanma odası için en etkin alev soğumasının sağlanacağı  $A_{YO}/V_{YO}$  oranının maksimum olacağı şekilde bir geometri belirlenmelidir [17-19];



Şekil 4.4. Yanma odası geometrisi  
Buna göre:

$$\text{Yanma odası en ve boyu: } a \text{ [m]} = b \text{ [m]} \quad (4.41)$$

$$\text{Yanma odası kesit alanı: } A_{YO} \text{ [m}^2\text{]} = a \text{ [m]} \cdot b \text{ [m]} \quad (4.42)$$

$$\text{Yanma odası hacmi: } V_{YO} \text{ [m}^3\text{]} = A_{YO} \text{ [m}^2\text{]} \cdot H_{YO} \text{ [m]} \quad (4.43)$$

Görüldüğü gibi boyutlandırmanın gerçekleştirilebilmesi için a, b ve h boyutlarının hesaplanması gerekir. Bu verilerin tespiti için ise daha önceki benzer çalışmalardan veya sanayiden elde edilecek kesitsel ( $q_F$  [MW/m<sup>2</sup>]) ve hacimsel ( $q_V$  [MW/m<sup>3</sup>]) ısı yük değerlerinin (Çizelge 4.2 ve Çizelge 4.3) bilinmesi gerekmektedir [17-19].

Çizelge 4.2. Bazı kazan kapasiteleri için kesitsel ısı yük değerleri [MW/m<sup>2</sup>]

Kazan Kapasitesi (t/h)	Kesitsel Isıl Yük Değerleri İçin Üst Sınır Değerler		
	$T_{kv} < 1300 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{kv} = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{kv} > 1300 \text{ }^\circ\text{C}$
130	2,13	2,56	2,59
220	2,79	3,37	3,91
420	3,65	4,49	5,12
500	3,91	4,65	5,44
1000	4,42	5,12	6,16
1500	4,47	5,45	6,63

Bu Çizelgedeki  $T_{ky}$ , külün yumuşama sıcaklığını göstermektedir.

Çizelge 4.3. Bazı yakıt çeşitleri için hacimsel ısı yük değerleri [MW/m<sup>3</sup>]

Yakıt	Kuru Cürüflü Yanma Odası	Ergimiş Cürüflü Yanma Odası		
		Açık Yanma Odası	Yarı Açık Yanma Odası	Cüruf Havuzlu Yanma Odası
Antrasit	0,110 – 0,140	< 0,145	< 0,169	0,523 – 0,598
Yarı Antrasit	0,116 – 0,163	0,151 – 0,186	0,163 – 0,198	0,523 – 0,698
Taş Kömürü	0,140 – 0,200			
Fuel-Oil	0,230 – 0,350			
Linyit	0,090 – 0,150	< 0,186	< 0,198	0,523 – 0,640
Gaz Yakıt	0,350			

Bu Çizelgeler yardımıyla kazan özelliklerine göre ısı kapasiteler aşağıdaki gibi belirlenmiş olur.

$$q_F = 4,2 \text{ [MW/m}^2\text{]} \quad q_V = 0,15 \text{ [MW/m}^3\text{]}$$

$$A_{YO} = Q_{YO} \text{ [MW]} / q_F \text{ [MW/m}^2\text{]} = 128,5 \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.44)$$

$$V_{YO} = Q_{YO} \text{ [MW]} / q_V \text{ [MW/m}^3\text{]} = 3 \text{ 598,3 [m}^3\text{]} \quad (4.45)$$

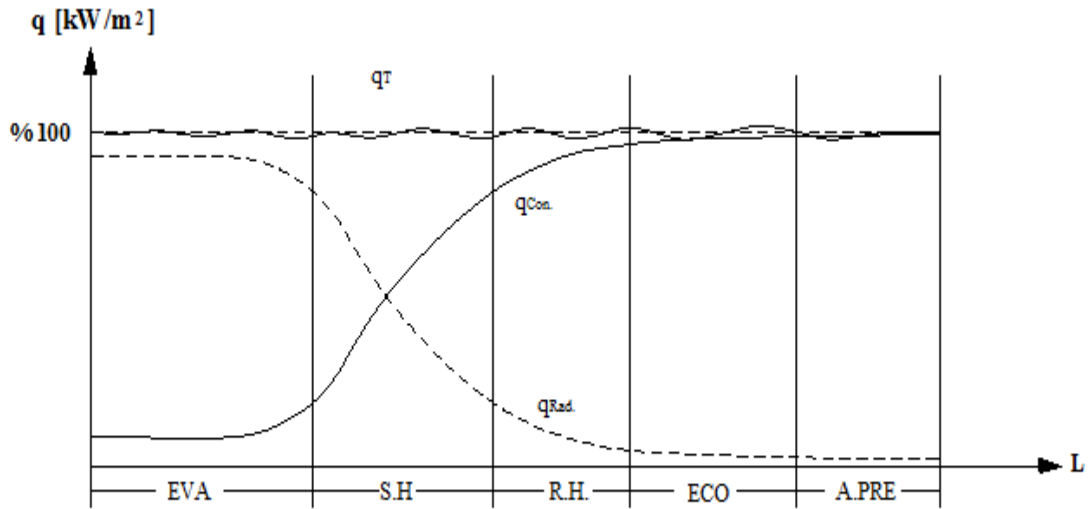
Bulunan bu değerler 4.41 ve 4.42 numaralı formüllerde yerlerine koyulursa;

$$a = b = 12 \text{ [m]} \quad h = 30 \text{ [m]} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Bulunan bu değerler uygulamadaki santral kazan yanma boyutlarıyla uyum içinde olduğu görülmüştür.

#### 4.4. Buhar Kazan Isıtma Yüzeylerinin Boyutlandırılması

Isı aktarımı ve boyutlandırma hesaplarının temelini ısı aktarım katsayıları hesaplanması oluşturur. İş akışkanına bir ısı aktarımı söz konusu ise, o akışkana ne şekilde bir ısı aktarımı (ışınım, taşınım, iletim, karmaşık) yapıldığının belirlenmesi ve bütün bu aktarım çeşitlerinin tek bir ortak katsayıda (U) toplanabilmesi gerekmektedir. Her bir ısı değiştirgecinde etkili olan ısı aktarımları, Şekil 4.5'de açıkça görülmektedir.



Şekil 4.5. Isı değıştirgeçlerinde ışıınım ve taşınım ile ısı aktarımının toplam ısı aktarımındaki payları

Göröldüğü üzere yanmanın gerçekteştiği ve yanma gazının en yüksek sıcaklığının göröldüğü buharlaştırıcıda ışıınım ile ısı aktarımının etkisi çok fazla iken, kızdırıcıda iki çeşit aktarımdan da söz etmek mümkün olacaktır. Diğer ısı değıştirgeçlerinde ise artık büyük oranda zorlanmış taşınım görölmektedir.

Elektrikte voltaj farkı  $\Delta U$  'da elektrik akımı, kütlede basınç farkı  $\Delta P$ 'de kütle akımı oluşumuna benzer biçimde sıcaklık farkı  $\Delta T$ 'de A kesitli ısıl direnç  $R_t$  üzerinden Q ısı akar. Elektrik ve ısı akımı ile ilgili, akışları oluşturan potansiyeller ( $\Delta U_{el}$ ,  $\Delta T_t$ ), akışlar ( $I_{el}$ ,  $q_t$ ) ve dirençler ( $R_{el}$ ,  $R_t$ ) arasındaki ilişkiler aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Delta U_{el} = I_{el} \cdot R_{el} \quad (4.46)$$

$$\Delta T_t = q_t \cdot R_t \quad (4.47)$$

Böylelikle kavraması çok zor olan ısı transferi süreçleri ve akımları, kavraması çok daha kolay olan elektrik akımı ve devreleri biçiminde ele alınıp kolayca anlaşılabilir ve hesaplanabilir hale gelebilir.

Herhangi bir kazan ısıtma yüzeyinde diğer bir deyişle bir ısı değiştiricinin boyutlandırılması için aşağıdaki elektrik yaklaşım ile ilgili eşitlikler kullanılabilir.

$$Q = A.U.\Delta T_m \Rightarrow \Delta T_m = Q/A.U \Rightarrow \Delta T_m = q/U \Rightarrow \Delta T_m = q.R_t \Rightarrow R_t = 1/U \quad (4.48)$$

Burada  $1/U$ , ısı transferi sürecinde toplam ısıl direnci gösterir ve gaz tarafı  $R_G$ , iletim direnci  $R_K$  ve iş akışkanı tarafı ısıl direnci  $R_{ia}$  toplamında oluşur. Isıtma yüzeyi toplam ısıl direnci ( $R_t$ ) aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$R_t = R_G + R_K + R_i \quad (4.49)$$

Isıtma yüzeyleri toplam ısı transferi katsayısı  $U$ ;  $h_g$ , boru dışı gaz tarafı ısı transferi katsayısını,  $h_{ia}$ , boru içi iş akışkanı tarafı film katsayısını ve  $\sum \frac{s}{k}$  ısıtma yüzeyi katman sayısını ve iletkenliğini belirlemek üzere, aşağıdaki gibi çeşitli ısıl dirençler biçiminde ifade edilebilir.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \sum \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{R_G + R_K + R_i} \quad (4.50)$$

Kazan ısı transfer hesaplarında çoğu kez  $h_g \ll \sum \frac{s}{k} \ll h_{ia}$  ve buna bağlı olarak

$R_G \gg R_K \gg R_i$  olduğundan,  $R_i \approx R_K \approx 0$  ve buradan  $U \approx h_g$  yazılabilir. İş akışkanı ve gaz tarafı ısı geçiş sayıları  $h_i$  ve  $h_g$  çeşitli türlerden olabilir, her bir ısıtma yüzeyi ve ısı geçiş türleri için ayrı ayrı hesaplanması gerekir. Kazan ısıtma yüzeylerinin boyutlandırılmasına esas olan su/buhar ve gaz tarafı ısı geçiş sayıları  $h$ 'nın hesaplanmasında kullanılan denklemlerde, içinden soğuk akışkan olarak iş akışkanın (su/buhar), dışından ise sıcak akışkan yanma gazlarının geçtiği boru modeli alınmıştır. Bu modeller yardım ile ısı aktarım katsayıları  $h$ , boyutsuz parametreler ( $Re$ ,  $Pr$ ,  $Nu$  vb.) biçiminde ifade edilmiştir.

Kazan ısıtma yüzeyleri ise düz bir boru olmayıp dallı budaklı karmaşık akış ve yapılı boru demetlerinden oluşmaktadır. Bu nedenle karmaşık yapıdaki kazan ısıtma yüzeylerinde ısı transferini, düz boru modeli yaklaşım ile hesaplanabilir hale getirilebilmesi için, söz konusu ısıtma yüzeylerinde yıllardır yapılan deneysel çalışmalar kullanılarak boyutsuz benzeşim ve ölçeklendirme çalışmalar sonunda, amaç doğrultusunda yararlanabilecek çeşitli boyutsuz parametreler denklemleri türetilmiş veya sonuçları doğrudan tablolar biçimde belirlenmiş [20].

Isı değiştirgeçlerinin ısıtma yüzeylerinin hesabı yapılırken, öncelikle ısı değiştiricilerden geçecek gazın ve iş akışkanının sıcaklıklarının (Şekil 4.3) ve hızlarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada ısı aktarım katsayısının belirlenmesinde kullanılacak baca gazı ve iş akışkanı hızları Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4. Uygulamada kullanılan baca gazı ve iş akışkanı hız değerleri [29]

Isı Değiştirgeci	Baca Gazı Hızı (m/s)	İş Akışkanı Hızı (m/s)
Buharlaştırıcı	5-20	5-10
Kızdırıcı	15-25	10-25
Ara Kızdırıcı	15-25	10-25
Ekonomizer	10-25	0,75-2

#### 4.4.1. Buharlaştırıcı için ısıtma yüzeyinin boyutlandırılması

Buharlaştırıcı boyutlandırılmasında kullanılan, ısı transferi denklemi, Eş. 5.41 uyarınca aşağıdaki gibidir:

$$Q_{\text{Buh}} [\text{MW}] = A_{\text{Buh}} \cdot U_{\text{Buh}} \cdot (\Delta T_m)_{\text{Buh}} \quad (4.51)$$

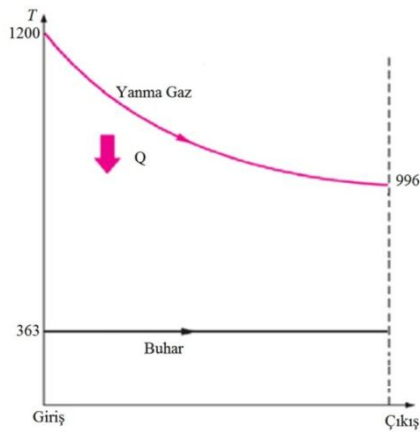
Toplam ısı transferi katsayısı ise eşitlik 5.42 uyarınca aşağıdaki biçimi alır

$$U_{\text{Buh}} [\text{W/m}^2\text{°C}] = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{GR}}} + \frac{1}{h_{\text{GK}}} + \sum \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} \quad (4.52)$$

Eş. 5.44’de görüldüğü gibi iş akışkanı tarafında buharlaşma ısı transferi türü, gaz tarafında ise konveksiyon ve radyasyon türleri oluşmaktadır. Buharlaştırıcı ısı transferi alanı,  $A_{buh}$ ’nın hesaplanması için önce  $\Delta T_m$ , ardından buhar ve gaz tarafı ısı aktarım katsayıları hesaplanmıştır.

### Logaritmik sıcaklık farklarının belirlenmesi

Kazan genel ısı transfer eğrisinde (Şekil 4.3) elde edilen buharlaştırıcı ısı transferi Şekil 4.6 verilmiştir.



Şekil 4.6. Buharlaştırıcıdaki sıcaklık farkları

Şekil 4.6 görüldüğü gibi ısıtma yüzeyi boyunca sıcak akışkandan soğuma olan ısı transferi miktarına gösteren sıcaklık farkı değişmektedir. Tüm yüzey üzerindeki toplam ısı transferini hesaplamak için genel ısı transferin denkleminin entegralinin alınması gerekir veya bu sıcaklık farkına eş değer tüm yüzey üzerine sabit bir sıcaklık farkı doğrudan kullanılabilir. Bu sabit sıcaklık farkı,  $\Delta T_m$  (logaritmik sıcaklık farkı), ısıtma yüzeyi giriş ve çıkışındaki sıcaklık farkları  $\Delta T_1$  ve  $\Delta T_2$  değerleri kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir. Bu eşitlik literatürde logaritmik sıcaklık farkı veya LMTD olarak isimlendirilir.

$$\Delta T_m [^{\circ}\text{C}] = \Delta T_{lm} [^{\circ}\text{C}] = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2) \quad (4.53)$$

Bu eşitlik paralel ekseninde akış gösteren doğru ve ters akışlı ısı değiştirgeçleri için geçerlidir. Sıcak ve soğuk akışkanların, eksenlerinin paralel olmadığı, çapraz akışlı vb. karmaşık akışlı ısı değiştirgeçlerde (örn. kabuk-boru) ısıtma yüzeylerinde, gerçek  $l_m$  paralel, akım için geliştirilen  $\Delta T_{lm}$  ile sistem yapısı ve akış özelliklerine göre deneysel olarak belirlenen, literatürde verilen, bir düzeltme faktörü  $F$  ile çarpılarak bulunur [9].

$$\Delta T_m [^{\circ}C] = \Delta T_{lm} \cdot F \quad (4.54)$$

$F$  düzeltme faktörü ile ilgili yaklaşık eşitlikler literatürden elde edilebilir[ 9, 20 ]

$\Delta T_m$  eşitliği buharlaştırıcıya uygulanarak aşağıdaki sonuç elde edilmiştir.

$$(\Delta T_m)_{Buh} = \frac{(T_{G/g} - T_{S/g}) - (T_{G/\zeta} - T_{S/\zeta})}{\ln \frac{T_{G/g} - T_{S/g}}{T_{G/\zeta} - T_{S/\zeta}}} = 730 [^{\circ}C] \quad (4.55)$$

#### Gaz tarafının ısı aktarım katsayısının ( $h_G$ ) bulunması

Yanma odası su duvarı (water wall) diye isimlendirilen yanma odası yüksekliğindeki buharlaştırıcı boruların yan yana kaynaklanmasıyla oluşturulan, ve kazana monte edilen panel düzlemlerden oluşur. Yanma odası 4 tane panelin birleştirilmesinden oluşan dikdörtgen prizma biçimindeki bir hacimdir. Yanma odası atlarına çeşitli düzlemler konumunda yerleştirilen kömür brülörlerinden verilen öğütülmüş linyit ve hava tutuşur ve yanarak oluşan yanma gazları yukarı doğru su duvarlarını yalayarak yükselir, ısını buharlaştırıcı boru içerisinde önceden doyma sıcaklığı noktasına getirilmiş besleme suyunun buharlaştırılması için iş akışkanına verir. Kazan doğal dolaşimli olduğu için, buharlaştırıcıdaki iş akışkanı hızı kızdırıcı ve ara kızdırıcıya göre çok daha düşüktür. Isı transfer mekanizması su duvarı içinde bulunan boru içinde yukarı doğru akan doymuş suyun, iç panel yüzeyinden aynı yönde yukarı doğru akan sıcak yanma gazları ile buharlaşmasını tanımlar. Bir dikey düzlemde paralel akışlı doymuş su/yanma gazı ısı transferi yöntemi hesaplamaya esas alınır. Boru içinde dik yönde akan doymuş suyun çok karmaşık habbecik/film buharlaşma

süreçlerinde oluşan, boru boyunca (burada 30 m) ortalama buharlaşma ısı transfer katsayısının belirlenmesi ancak deneylerle elde edilen amperik denklemler yoluyla yaklaşık olarak hesaplanabilir. Yanma odası sıcaklığı 1000 °C üzerinde ve yanma gazları ışımaya yapan 3 atomlu gazlar (CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O) ve kok, kül kurum ve benzeri partiküller içermektedir. Radyasyon ısı transferi, T<sup>4</sup> ile orantılı olduğundan, konveksiyon ısı transferine göre çok daha etkindir (Şekil 4.5).

#### Isı ışınım film katsayısını (h<sub>GR</sub>) hesaplanması:

Işınımın genel ısı transfer eşitliği aşağıda verilmiştir;

$$h_{GR} \text{ [W/m}^2\text{°C]} = \frac{\varphi\sigma\varepsilon(T_{Buh/G}^4 - T_Y^4)}{(T_{Buh/G} - T_Y)} \quad (4.56)$$

Burada,  $\varphi$ ; ışımaya yapan yüzeylerin birbirine karşı konumunu belirleyen ışımaya faktörünü (dikdörtgen prizma yanma odası biçimi için  $\varphi=0,9$  [15] alınmıştır),  $\sigma$ ; Stefan-Boltzman sabitini ( $5,67 \times 10^{-8}$  [W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>]),  $\varepsilon$ ; yüzeysel ışınım yayılma özelliğini (emmisivity) tanımlar [9]. Bileşkesel emisivitesi  $\varepsilon$  aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_G} + \frac{1}{\varepsilon_Y} - 1} \quad (4.57)$$

Burada,  $\varepsilon_G$ ; yanma gazını içerdiği ışımaya özellikli gaz (CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO, NH<sub>3</sub>, C<sub>m</sub>H<sub>n</sub>) emisivitelerini ve  $\varepsilon_Y$ ; ısıtma yüzeyinin yüzey emisivitesini göstermektedir (su boruları için  $\varepsilon_Y = 0,38$  [20]). Bu çalışmada sadece CO<sub>2</sub> ve H<sub>2</sub>O ışımaya yapan gazlar dikkate alınmıştır. Bu değerler, kaynak sağlanmıştır [20]. Gazlar için bileşkesel toplam ışınım katsayısı, aşağıdaki eşitlik kullanılarak belirlenmektedir [20]:

$$\varepsilon_G = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon \quad (4.58)$$



Burada  $\varepsilon_{\text{CO}_2}$  ve  $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$  emisivitelemi ilgili gazların kısmi basınçları, sıcaklıkları ve eşdeğer tabaka kalınlığına ( $s_{\text{ed}}$ ) bağı olarak ilgili tablolardan hesaplanabilir [20]. Teorik yoldan, gazın kendi ışınımını yutması önemsiz olduğundan eşdeğer tabaka kalınlığı ( $s_{\text{ed}}$ ) yaklaşık olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$s_{\text{ed}} [\text{m}] = 0,9 \frac{4V}{A} \quad (4.59)$$

Burada V, alevin yanma odasını tamamen doldurduğu varsayımından hareketle yanma odası hacmini, A ise dikdörtgenler prizması şeklindeki yanma odasının toplam yüzey alanını oranını ifade etmektedir.  $\Delta\varepsilon$  ise iki gazın birbirlerinin ışınmalarını kısmen yutmalarından kaynaklanan bir zayıflamayı ifade eden bir terimdir ve yaklaşık olarak kaynak [20]'in Kc bölümünden elde edilebilir. Bir gaz karışımı içindeki bileşenlerinin yayıcılığı ve emiciliği onun yoğunluğuna bağlıdır ve diğer taraftan bu yoğunluk da gazın sıcaklığının ve kısmi basıncının fonksiyonudur. Buna göre kaynak [20]'de verilen tablolardan  $\varepsilon_{\text{CO}_2}$  ve  $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$  değerlerinin elde edilebilmesi için ilgili gazlarının kısmi basınçlarının aşağıdaki gibi önceden hesaplanması gerekir.

$$P_{\text{CO}_2} = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_G} P_{\text{YO}} = \frac{0,3684}{2,908} \times 1\text{bar} = 0,127 [\text{bar}] \quad (4.60)$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_G} P_{\text{YO}} = \frac{0,8204}{2,908} \times 1\text{bar} = 0,282 [\text{bar}] \quad (4.61)$$

$$s_{\text{ed}} = 0,9 \frac{4V}{A} = 0,9 \frac{4(12 \times 12 \times 30)}{((2 \times 12 \times 12) + (4 \times 12 \times 30))} \approx 9 [\text{m}] \quad (4.62)$$

$$P_{\text{CO}_2} \cdot s_{\text{ed}} = 0,127 \cdot 9 = 1,143 [\text{bar m}] \quad (4.63)$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot s_{\text{ed}} = 0,282 \cdot 9 = 2,538 [\text{bar m}] \quad (4.64)$$

Bu çalışmada yanma odası basıncı atmosfer basıncında olup 1 bar ve ortalama gaz sıcaklığı 1375 K alınmıştır. Böylelikle elde edilen verileri kullanılarak bulunan bireysel emisivite, zayıflama faktörü, bileşkesel emisivite ve toplam yüzey emisivite aşağıda verilmiştir.

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 2 \quad \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 3,6 \quad \Delta\varepsilon = 0,06 \quad \varepsilon_G = 5,54 \quad \varepsilon = 0,55$$

Yukarıdaki emisivite verileri kullanılarak toplam ısı ışıınım film katsayısı aşağıdaki gibi bulunmuştur:

$$h_{\text{GR}} = \frac{\varphi \sigma \varepsilon (T_{\text{Buh/G}}^4 - T_Y^4)}{(T_{\text{Buh/G}} - T_Y)} = \frac{0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,55 (1375^4 - 660^4)}{(1375 - 660)} = 133 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{°C]}$$

Bu çalışmada  $T_Y = 660 \text{ K}$  ve ayrıca kül ve kömür partiküllerinden kaynaklanan, partiküsel ışıma etkisi, ısıtma yüzeylerin boyutlandırılmasında dikkate alınmamıştır.

#### Isı taşınım film katsayısını ( $h_{\text{GK}}$ ) hesaplanması

$h_{\text{GK}}$  değeri ise yanma gaz tarafının ısı transfer katsayısıdır. Bu katsayı değerinin analitik olarak hesaplanması son derece karmaşık ve zor olduğu için, uygulamalarda deneysel çalışmalar sonucu belirlenmiş boyutsuz Nusselt (Nu), Reynolds (Re) ve Prandtl (Pr) sayılarına bağlı olarak film katsayısını veren ifadeler kullanılmaktadır.

Nusselt sayısı (Nu): Akışkanın ısıyla ilgili bir ısıtma yüzeyindeki taşınım-iletimsel oranı (davranışı) belirler ve akışkanın iletim katsayısı  $k$ , akışın olduğu boru çapı  $D$  ve ısı transfer film katsayısı  $h$ 'ya bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\text{Nu} = \frac{hD}{k} \quad (4.65)$$

Reynolds sayısı (Re): Akışla ilgili atalet-sürtünme kuvveti oranını tanımlar ve akışkanın ortalama hızı  $V$ , kinematik viskozitesi  $\nu$  ve akışkanın aktığı borunun uzunluğu yardımı ile aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Re = \frac{Vl}{\nu} \quad (4.66)$$

Prandtl sayısı (Pr): Akışkanın maddesel özelliğini tanımlar ve akışkanın özgül ısı  $C_p$ , dinamik viskozite ( $\mu$ ) ve ısı iletim katsayısı  $k$ 'ya bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{k} \quad (4.67)$$

Gaz tarafının yukarıda verilen ve ısı taşınım film katsayısının belirlenmesinde kullanılan yukarıdaki boyutsuz sayıların hesaplanabilmesi için, yanma hesaplarıyla elde edilen yanma gazı bileşenlerinin hacimsel (molar) oranlarının önceden bilinmesi gerekir. Tek bileşen suya kıyasla yanma gazlarıyla ilgili ısıtma yüzeylerinin ortalama yanma gazı sıcaklıklarına bağlı boyutsuz parametrelerinin hesaplanması çok karmaşık ve zordur. Yanma gazı bileşenleri biliniyor ise, ilgili yanma gazı özellikleri ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $C_p$  ve  $k$ ) literatürde verilen paket programlar kullanılarak kolayca elde edilebilir [21]. Buharlaştırıcıdaki ortalama yanma gaz sıcaklığı  $T_{BuhG} = 1375K$  kullanılarak, ortalama yanma gaz özellikleri aşağıdaki gibi bulunmuştur [HRSG design]

$$\rho = 0,2418 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\mu = 0,0000481 \text{ [kg/m.s]}$$

$$C_p = 1,5028 \text{ [kJ/kg.}^\circ\text{C]}$$

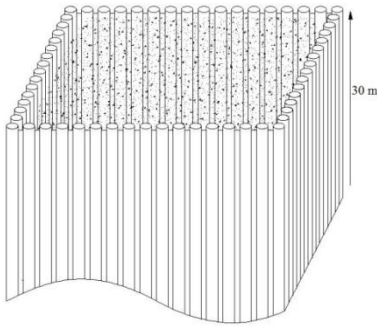
$$k = 0,00009149 \text{ [kW/m.}^\circ\text{C]}$$

Bu veriler kullanılarak, paralel konumdaki boru düzenli buharlaştırıcı ısıtma yüzeyinde yanma gazı boyutsuz parametreleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$Re = \frac{Vl}{\nu} = 2\,262\,162$$

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{k} = 0,79$$

Burada;  $V_G$ , 15 m/s ve l ise 30m alınmıştır. Buharlaştırıcı boru düzeni ve bunlarla ilgili boru düzeni parametreleri  $D_i$ ,  $D_o$ , ve l ile ilgili açıklamalar, verileri ve ilişkiler aşağıda gösterilmiştir (Şekil 4.7):



Şekil 4.7. Kazanın yanma odasına su duvarları olarak konumlanan boru plakaları ( $D_i = 0.05$  [m],  $D_o = 0.054$  [m],  $l = 30$  [m] )

Nusselt sayısını ise Wärmeratlas [20] kitabındaki Gd 5 tablosu kullanılarak hesaplamak mümkündür:

$$Nu_{1,0} = 4000$$

Aynı Şekilde boru dışı yaklaşık sıcaklığı içinde ( $T_{Buh/W} = 660$  K):

$$\mu_w = 0,0000302 \text{ [kg/m s]}$$

$$C_{p_w} = 1,2945 \text{ [kJ/kg } ^\circ\text{C]}$$

$$k_w = 0,00005015 \text{ [kW/m } ^\circ\text{C]}$$

$$Pr_w = \frac{\mu_1 \times C_{p_1}}{k_1} = 0,78$$

Wärmeratlasdaki tabloları kullanabilmek için  $\frac{Pr}{Pr_w}$  sayısının hesaplanması gerekir:

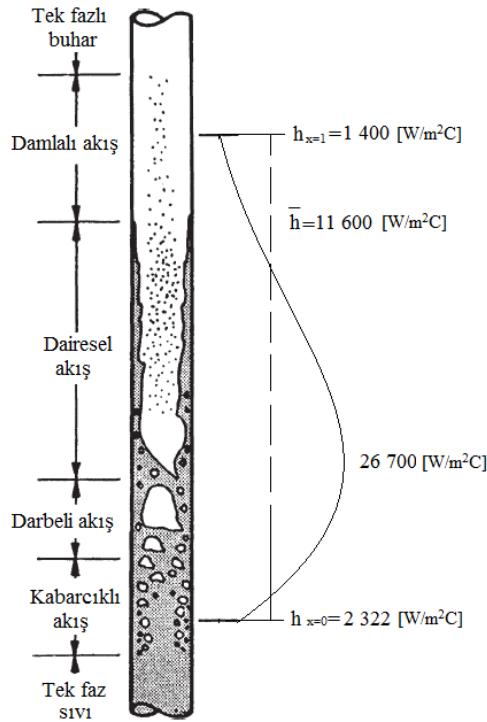
$$Nu_1 = Nu_{1,0} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} = 4\,011 \quad (4.68)$$

Bu bilgilerden faydalanılarak  $h_{KG}$  değeri aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$h_{GK} = \frac{kNu_1}{1} = 12,2 \text{ [W/m}^2\text{°C]}$$

#### Buhar tarafının ısı aktarım katsayısının ( $h_i$ ) bulunması

İş akışkanı buharlaştırıcıya doymuş su olarak girdiğini ve her bir dolaşımında bir bölüm suyun doymuş buhar olarak çıktığını, buharlaşmayan doymuş suyun soğuk düşme borusu üzerinden yeniden buharlaştırıcı girişine gönderildiği kabul edilmiştir. Buharlaşma oranı, buharlaştırıcı dolaşım sayısı vb. birçok tasarım ve işletme parametrelerine bağlıdır. Buharlaştırıcı borusu boyunca (30 m) su yavaş yavaş buharlaşarak çeşitli buharlaşma mekanizmalarından (habbecikli, film vb. buharlaşma türleri) geçer ve buharlaştırıcı boyunca ısıl direnç değişir. Habbecikli buharlaşma özelliğine göre ısıl direnç geddikçe azalır, belli bir noktada minimum değere ulaşır (maksimum ısı transferi) ardından yavaş yavaş film türü buharlaşma mekanizması oluşarak, boru yüzeyi-su arasında, ısı transferi direncinin yüksek olduğu sürekli bir buhar tabakası yer alır ve ısı transferi katsayısı minimuma düşer. Buharlaştırıcı boyutlandırılmasında yaklaşık doyma sıcaklığında giren suyun, belli bir buharlaşma oranında ayırım deposuna (dram veya dom) girer. Doymuş su doğrudan düşme borusuna giderken, doymuş buhar bölümünün içerdiği su damlacıkları drum içine konumlanan separatörlerle tutularak, kızdırıcıya gitmesi önlenir. Aksi takdirde bu tanecikler, kızdırıcı yüzeyinde ani buharlaşma ile ısıl şoklar ve malzeme ısıl yorulmasına neden olur.



Şekil 4.8. Buharlaştırıcı borusu boyunca, buharlaşma ısı transferi katsayısının değişimi

Şekil 4.8’de bir dikey buharlaştırıcı borusu boyunca, buharlaşma ısı transferi katsayısının değişimi ve boru üzerinde, ısıtma yüzeyinin boyutlandırılmasında kullanılan ortalama ısı transferi katsayısı kesitli olarak gösterilmiştir. Söz konusu ortalama ısı transferi katsayısının hesaplanmasına yönelik literatürde çeşitli çok karmaşık ve deneysel olarak elde edilen eşitlikler verilmiştir [9 ve 18]. Bu çalışmada kaynak [22]’de verilen ve uygulamada görülen ortalama ısı transfer katsayısı değeri alınmıştır.

$$\bar{h}_i = 11600 \text{ [W/m}^2\text{°C]}$$

#### Toplam ısı aktarım katsayısını ( $U_{\text{Buh}}$ ) hesaplanması

Böylelikle buharlaştırıcı toplam ısı aktarım katsayısının belirlenmesi için gerekli değerler elde edilmiş olur ve  $U_{\text{Buh}}$  ifadesi aşağıdaki şekilde bulunabilir

$$U_{\text{Buh}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{GR}}} + \frac{1}{h_{\text{GK}}} + \sum \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{\frac{1}{133} + \frac{1}{12,2} + \frac{0,004}{50} + \frac{1}{11600}}$$

$$= \frac{1}{R_G + R_K + R_i} = \frac{1}{0,08948 + 0,00008 + 0,0000862} = 11,15 [\text{W}/\text{m}^2\text{°C}]$$

Burada görüldüğü gibi  $R_G = 0,08948 \gg R_i = 0,0000862 > R_K = 0,00008$ .  $R_K + R_i = 0$  kabul edilirse, sadece gaz tarafının ısı geçiş direnci  $R_G$ 'nin dikkate alınması ile hesaplanan yaklaşık ısı transferi katsayısı  $U_{\text{Buh/yaklaşık}} \approx \frac{1}{R_G} = 11,17$  bu durumda gerçek değerden sapma  $\Delta U_{\text{Buh}} = (11,17 - 11,15)/11,15 = 0,00179 = 0,18\% < 1\%$ .

Buradan görüldüğü gibi buharlaştırıcılarda ve kızdırıcılarda toplam ısı transferi katsayısı gaz tarafı ısı geçiş direnci yani gaz tarafı ısı geçiş katsayısı tarafından belirlenmektedir. Bu nedenle özellikle buharlaştırıcılarda, buharlaşma ısı geçiş katsayısı hesabındaki hata ve belirsizliklerin boyutlandırmaya etkisi %1'in çok altındadır. Buharlaştırıcı yüzeylerinin boyutlandırılmasının sadece gaz tarafı ısı geçiş sayısı dikkate alınarak kolayca yapılabilir ve böylelikle boyutlandırılma hesapları oldukça basitleştirilmiş olur.

Su tarafı ısı direnci ve boru duvarı ısı direnci, kazan işletmesi, enerji verimliliği ve işletme emniyeti yönünden önemlidir. Su tarafı boru kireçleşmesi (kışır) ve gaz tarafı kül kurum vb. yanma ürününler birikimleri boru ısı direncini artırarak, boru patlamalarına (burn out) ve ısı transferi engellenerek kazan veriminin düşmesine neden olur.

#### Isı aktarımı yüzey alanlarının ve boru boylarının belirlenmesi

Kazan içindeki ısı değiştirgeçlerinin ısı aktarım yüzey alanları, Eş.4.51'dan alan ifadesi çekilerek elde edilir.

$$A [m^2] = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_m} \quad (4.69)$$

#### Buharlaştırıcıdaki Isı Aktarımı Yüzey Alanlarının ve Boru Boylarının Belirlenmesi

$$A_{Buh} = \frac{Q_{Buh}}{U_{Buh} \cdot \Delta T_{m/Buh}} = \frac{131\,655\,000 [W]}{11,15 [W/m^2 \cdot ^\circ C] \cdot 730 [^\circ C]} = 16174 [m^2]$$

$$L_{Buh} = \frac{A_{Buh}}{\pi \cdot D_o} = 95500 [m]$$

#### **4.4.2. Kızdırıcı için ısıtma yüzeyinin boyutlandırılması**

Kızdırıcıda da aynen buharlaştırıcıda olduğu gibi yanma gazı tarafında ısı aktarımı hem ışımaya ve hem de taşınım ile yapılmaktadır. Kazan içinde kızdırıcı konum bölgesi Şekil 4.5 verilmiştir. Bu bölgede yanma gaz sıcaklığı 996 – 668 °C, buhar sıcaklığı ise 363-540 °C arasında değişmektedir. Kızdırıcı ısıtma yüzeyleri; ters çapraz akış düzeninde boru demetleri biçiminde, yanma gazı sıcaklıkları ile boru içi iş akışkan sıcaklığı arasındaki alanların en aza indirilmesi (ısı transferi ekserji kayıplarının azaltılması) amacı ile, konveksiyon ısıtma yüzeyleri (kızdırıcı, ara kızdırıcı ve EKO) çeşitli paket bölümlere ayrılarak, yanma gazları (duman gazları) kanallarının içine uygun biçimde konumlanır. Bu çalışmada kızdırıcı yüzeyini tek boru paketten oluştuğu kabul edilmiştir. Bu nedenle ısı transfer ekserji kayıplarının doğal olarak daha yüksek çıkması beklenmektedir. Yanma gazı sıcaklıkları gaz ve partikül radyasyonlarının oluştuğu yüksek sıcaklıklarında bulunduğu için, gaz tarafı ısı transferi hesaplarında radyasyonun etkisi dikkate alınmıştır.

Isıtma yüzeyleri ısı yüklerinin kazan boyunca ola bildiğince sabit tutulması için Şekil 4.5 radyasyondaki azalmaya oranla konveksiyon ısı transferi artırılması gerekir. Bu ise ancak yanma gazı ve buhar hızlarının artırılması ile sağlanabilir. Bunun için yanma odası çıkışından bacaya kadar yanma gazı kanalları kademeli olarak daraltılır.



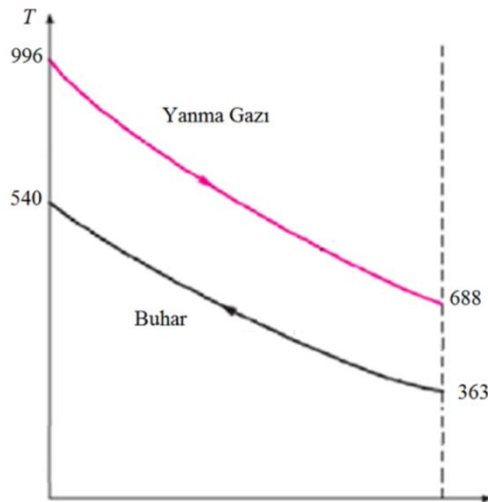
Kızdırıcı boru çapları ise düşürülür. Bu çalışmada kızdırıcı *boru çapı* ( $D_o$ ) 33 [mm] ve  $\Delta T_m$  için düzeltme faktörü,  $F=1$  alınmıştır. *Yanma gazı ve buhar hızları* 25 [m/s] alınmıştır.

$$Q_K \text{ [MW]} = U_K \cdot A_K \cdot (\Delta T_m)_K \quad (4.70)$$

$$U_K \text{ [W/m}^2\text{°C]} = \frac{1}{\frac{1}{h_{KG}} + \frac{1}{h_{RG}} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{R_G + R_K + R_i} \quad (4.71)$$

Kızdırıcı ile ilgili yukarıdaki ortalama sıcaklık ve dirençler ayrı ayrı hesaplanarak ilgili ısıtma alan yüzeyi hesaplanır.

#### Logaritmik sıcaklık farklarının belirlenmesi

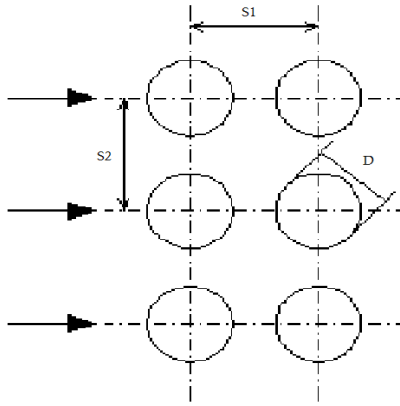


Şekil 4.9. Buharlaştırıcıdaki sıcaklık farkları

$$(\Delta T_m)_K = \frac{(T_{G/g} - T_{S/g}) - (T_{G/\zeta} - T_{S/\zeta})}{\ln \frac{T_{G/g} - T_{S/g}}{T_{G/\zeta} - T_{S/\zeta}}} F = 387 \text{ [°C]} \quad \text{burada } F=1 \text{ alınmıştır.}$$

### Boru demeti yanma gazı tarafı ısı aktarım katsayısının ( $h_G$ ) hesaplanması

Kızdırıcı paketlerinde, gaz tarafı ısı transferi hesaplanmasında esas olan; boru düzeni ve ilgili boyutlar Şekil 4.10'da verilmiştir.



Şekil 4.10. Kızdırıcı boru demeti ve boru konumlama düzeni ( $D_i = 0.030$  [m],  $D_o = 0.033$  [m],  $S_1 = S_2 = 0.066$  [m],  $b = a = 2$  ve  $l = 0.052$  [m] )

Yanma gazı tarafında ısı transferi konveksiyon ve ışıma olmak üzere iki türden oluşur, bunlar aşağıda ayrı ayrı hesaplanmıştır.

### Kızdırıcı dış yüzeyi ışıma film katsayısını ( $h_{GR}$ ) hesaplanması

Duman kanalına konumlanan kızdırıcı demetinin dış yüzeylerine olan ışıma film katsayısı aynen ( $h_{dr}$ ) buharlaştırıcıda olduğu gibi burada da, boru demetinde yanma gazı ve boru yüzeyleri arasındaki gaz radyasyonuna esas olan, gaz ve boru yüzeyi emisivitelerinden hesaplanan bileşkesel emisivitenin sağlanması ile hesaplanabilir.

Duman kanalları boyunca kazana hava sızması olmadığı varsayılarak, yanma odasında olduğu gibi burada da ilgili ışıma gazları kısmı basınçları aynıdır. İlgili gazların kızdırıcı bölümündeki kısmı basınçları ile kızdırıcı boru demetiyle ilgili yanma gazı eşdeğer ışıma tabaka kalınlığı  $s_{ed}$  bilinmesi gerekir (Eş. 4.59). Boru demetleri gibi karmaşık geometrilerde ise; karakteristik uzunluk  $S$  (boru demetinde borular arası en kısa mesafe) ve eşdeğerlik faktörü  $\delta$  yardımıyla aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$s_{ed} = S\delta [m] \quad (4.72)$$

Şaşırtmasız boru düzenli ısıtma yüzeyleri demetleri için kaynak [20] bölüm Kc3 tablo 12'den  $\delta$  değeri 3,5 alınmıştır ve  $s_{ed} = S\delta = 3,5 \cdot 0,066 = 0,231$  bulunmuştur.

Böylece:

$$P_{CO_2} \cdot S_{ed} = 0,127 \cdot 0,231 = 0,03 \text{ [bar m]} \quad P_{su} \cdot S_{ed} = 0,282 \cdot 0,231 = 0,06 \text{ [bar m]}$$

Ve  $T_{KG} = 842 \text{ [}^\circ\text{C]} = 1115 \text{ K}$  ortalama yanma gaz sıcaklığı değerleri kullanılarak ilgili diyagramlardan gaz emisivite ve emisivite düzeltme faktörü aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,78 \quad \varepsilon_{H_2O} = 0,93 \quad \Delta\varepsilon = 0,06$$

Ardından  $\varepsilon_G = 1,65$  hesaplanmıştır.  $\varepsilon_G$  ve  $\varepsilon_Y$  ( $\varepsilon_Y = 0,377$ ) Eş. 5.67'ye konularak bileşkesel kızdırıcı emisivitesi  $\varepsilon = 0,44$  bulunmuştur. Yukarıdaki emisivite verileri kullanılarak kızdırıcı için toplam ısı ışıınım film katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$h_{GR} = \frac{\varphi \sigma \varepsilon (T_{KG}^4 - T_{KY}^4)}{(T_{KG} - T_{KY})} = \frac{0,95 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,44 \cdot (1115^4 - 775^4)}{(1115 - 775)} = 82,6 \text{ [W/m}^2\text{ }^\circ\text{C]}$$

Burada ise  $T_{KY} = 775 \text{ K}$  (boru dış yüzey sıcaklığı),  $\varphi = 0,95$  [20] ve  $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2\text{K}^4]$  alınmıştır.

#### Kızdırıcı dış yüzeyi taşınım film katsayısını ( $h_{GR}$ ) hesaplanması

Kızdırıcı yanma gaz tarafı konveksiyon ısı aktarımı için esas olan ortalama sıcaklık aşağıdaki gibi hesaplanır (Şekil 4.8).

$$T_{GK} = \frac{T_{Kg} + T_{Kç}}{2} = \frac{994 + 686}{2} = 840 [^{\circ}C] \quad (4.73)$$

$T_{KG} = 840 [^{\circ}C]$  deki yanma gazı maddesel özellikleri Böl. 4.4.1' göre [HRSG] hesaplanmış ve sonuçlar aşağıda verilmiştir:

$$\rho = 0,963 [kg/m^3]$$

$$\mu = 0,000421 [kg/m.s]$$

$$C_p = 1,4338 [kJ/kg. ^{\circ}C]$$

$$k = 0,00007644 [kW/m.^{\circ}C]$$

Ve buradan

$$Re = \frac{Vl}{\nu} = 9150$$

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{k} = 0,789$$

Re ve Pr sayıları kullanılarak, gaz tarafı laminar ve türbülans akış koşullarındaki Nu sayısının ayrı hesaplanıp, bunların karelerinin toplamının kare kökünün alınmasına dayanan ortalama Nu sayısı kaynak [20]'e göre hesaplanmış, sonuçlar bu kaynakta verilen Gf 4 grafiğinden doğrudan okunmuştur. Isı akış yönü ve duvar sıcaklığı dikkate alınmadan kızdırıcı borusu boyunca hesaplanan ortalama  $Nu_{l,0}$  sayısı 78 bulunmuştur. Gerçek Nu sayısı ise  $Nu_l$  ortalama yanma gazı ve boru dış yüzey sıcaklığı *Kelvin* cinsinden dikkate alınarak bulunan bir düzeltme faktörü  $K_d$  kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$K_d = \left( \frac{T_G}{T_{KY}} \right)^{0,12} = \left( \frac{842 + 273}{502 + 273} \right)^{0,12} = 1,044 \quad (4.74)$$

$$Nu_l = K_d \cdot Nu_{l,0} = 81,5 \quad (4.75)$$

Buradan kızdırıcı yüzeyi yanma gazı tarafı ortalama taşınım ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır

$$h_{GK} = \frac{kNu_1}{1} = 120 [W/m^2 \text{ } ^\circ C]$$

Buhar tarafının ısı aktarım katsayısının (hi) bulunması

Nu sayısının hesaplanmasında kaynak [20] Ga 6 'da verilen eşitlik ve ilgili diyagram kullanılmıştır.

$T_{KB} = \frac{540+363}{2} = 451,5 \text{ } ^\circ C$  kızdırıcı ortalama sıcaklığı için buhar termodinamik verileri aşağıdaki gibi bulunmuştur:

$$\rho = 75,11 [kg/m^3]$$

$$\mu = 0,000 029 [kg/ms]$$

$$C_p = 3,81 [kJ/kg \text{ } ^\circ C]$$

$$k = 0,000 09 [kW/m \text{ } ^\circ C]$$

Yukarıdaki değerler kullanılarak Re ve Pr sayıları kızgın buhar için hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{VD}{\nu} = 1942 500$$

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{k} = 1,227$$

Boru iç duvarı yaklaşık sıcaklığı:

$$T_{KBW} = 451,5 + 14,5 = 465 [^\circ C]$$

$$\mu = 0,00003 [kg/m s]$$

$$C_p = 3,58 [kJ/kg \text{ } ^\circ C]$$

$$k = 0,00009166 [kW/m \text{ } ^\circ C]$$

$$Pr_w = \frac{\mu \times C_p}{k} = 1,171$$

Buhar Re, Pr sayıları, boru boyutsal  $Di/l \approx 0,0001$  ve  $\frac{Pr}{Pr_W} = 1,048$  değerleri

kullanılarak kaynak [20] Ga 6 'da verilen eşitlik ve ilgili diyagram kullanılmıştır.

$Nu = 1500$ , buradan da buhar tarafı ısı iletim katsayısı  $h_i$  aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$h_i = \frac{k \times Nu}{D_i} = 4580 [W / m^2 \text{ } ^\circ C]$$

#### Toplam ısı aktarım katsayısını (U) hesaplanması

Böylelikle kızdırıcı toplam ısı aktarım katsayısının belirlenmesi için gerekli değerler elde edilmiş olur ve  $U_K$  aşağıdaki Şekilde hesaplanır.

$$U_K = \frac{1}{\frac{1}{h_{KG}} + \frac{1}{h_{RG}} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{\frac{1}{82,6} + \frac{1}{120} + \frac{0,003}{50} + \frac{1}{4580}}$$

$$= \frac{1}{R_G + R_K + R_{ia}} = \frac{1}{0,02043 + 0,00006 + 0,00022} = 48,75 [W / m^2 \text{ } ^\circ C]$$

Burada görüldüğü gibi  $R_G = 0,02043 \gg R_i = 0,00022 > R_K = 0,00006$ .  $R_K + R_i = 0$  kabul edilirse, sadece gaz tarafının ısı geçiş direnci  $R_G$ 'nin dikkate alınması ile

hesaplanan yaklaşık ısı transferi katsayısı  $U_K \approx \frac{1}{R_G} = 48,94$  ve bu durumda gerçek

değerden sapma  $\Delta U_{Buh} = (48,94 - 48,75) / 48,75 = 0,00179 = 0,4\% < 1\%$ .

Buradan görüldüğü gibi kızdırıcılarda da toplam ısı transferi katsayısı gaz tarafı ısı geçiş direnci yani gaz tarafı ısı geçiş katsayısı tarafından belirlenmektedir. Kızdırıcı yüzeylerinin boyutlandırılmasının sadece gaz tarafı ısı geçiş sayısı dikkate alınarak kolayca yapılabilir ve böylelikle boyutlandırılma hesapları oldukça basitleştirilmiş olur. Su tarafı ısıl direnci ve boru duvarı ısıl direnci, kazan işletmesi, enerji verimliliği ve işletme emniyeti yönünden önemlidir. Su tarafı boru kireçleşmesi

(kışır) ve gaz tarafı kül kurum vb. yanma ürünler birikimleri boru ısıl direncini artırarak, boru patlamalarına ve ısı transferi engellenerek kazan veriminin düşmesine neden olur.

#### Kızdırıcı ısı aktarımı yüzey alanlarının hesaplanması

$$A_K = \frac{Q_K}{U_K \cdot \Delta T_{mK}} = \frac{187\,030\,000}{48,75 \cdot 387} = 9913 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$L_K = \frac{A_K}{\pi \cdot D_o} = 58\,500 \text{ [m]}$$

#### **4.4.3. Ara kızdırıcı ve ekonomizer için ısıtma yüzeyinin boyutlandırılması**

Ara kızdırıcı ve ekonomizerde ise artık gazın ışıyım etkisi çok azalacağından gaz tarafından yalnızca taşınım göz önünde bulundurulacaktır.

Benzer yolla yapılan hesaplamalarla önce ara kızdırıcı alanı aşağıdaki şekilde belirlenir.

$$Q_{AK} = U_{AK} \cdot A_{AK} \cdot (\Delta T_m)_{AK} \quad \text{ve} \quad U_{AK} = \frac{1}{\frac{1}{h_{GK}} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} \quad (4.76)$$

$$h_{i/AK} = \frac{k \times Nu}{D_i} = 1447,4 \text{ [W/m}^2\text{°C]} \quad h_{GK/AK} = \frac{kNu}{l} = 122,6 \text{ [W/m}^2\text{°C]}$$

$$U_{AK} = \frac{1}{\frac{1}{h_{GK}} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{\frac{1}{122,6} + \frac{0,003}{50} + \frac{1}{1447,4}} = \frac{1}{R_G + R_K + R_{ia}}$$

$$= \frac{1}{0,00816 + 0,00006 + 0,000069} = 112,2 \text{ [W/m}^2\text{°C]}$$

Burada görüldüğü gibi  $R_G = 0,00816 \gg R_i = 0,000069 > R_K = 0,00006$ .  $R_K + R_i = 0$  kabul edilirse, sadece gaz tarafının ısı geçiş direnci  $R_G$ 'nin dikkate alınması ile

hesaplanan yaklaşık ısı transferi katsayısı  $U_K \approx \frac{1}{R_G} = 122,5$  bu durumda gerçek

değerden sapma  $\Delta U_{\text{Buh}} = (122,5 - 122,2)/122,2 = 0,00179 = 0,25\% < 1\%$ . Ara kızdırıcının boyutlandırılma hesaplarının sadece gaz tarafı ısı geçiş direncine göre yapılması durumunda oluşacak hata % 1'in altındadır.

$$(\Delta T_m)_{AK} = \frac{(T_{G/g} - T_{S/g}) - (T_{G/\zeta} - T_{S/\zeta})}{\ln \frac{T_{G/g} - T_{S/g}}{T_{G/\zeta} - T_{S/\zeta}}} = 170,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$A_{AK} = \frac{Q_{AK}}{U_{AK} \cdot \Delta T_{mAK}} = \frac{99\,240\,000}{112,2 \cdot 170,5} = 5\,190 \text{ [m}^2\text{]} \quad L_{AK} = \frac{A_{AK}}{\pi \cdot D_o} = 51\,000 \text{ [m]}$$

Sonra ise EKO için ısıtma yüzey alanı hesaplanabilir:

$$Q_{EKO} = U_{EKO} \cdot A_{EKO} \cdot (\Delta T_m)_{EKO} \quad \text{ve} \quad U_{EKO} = \frac{1}{\frac{1}{h_{GK}} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} \quad (4.77)$$

$$h_{i/EKO} = \frac{k \times Nu}{D_i} = 12\,296 \text{ [W/m}^2\text{ }^\circ\text{C]} \quad h_{GK/EKO} = \frac{kNu}{l} = 112,8 \text{ [W/m}^2\text{ }^\circ\text{C]}$$

$$U_{EKO} = \frac{1}{\frac{1}{h_{GK}} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{\frac{1}{112,8} + \frac{0,002}{50} + \frac{1}{12296}} = \frac{1}{R_G + R_K + R_{ia}}$$

$$= \frac{1}{0,00886 + 0,00004 + 0,000081} = 111 \text{ [W/m}^2\text{ }^\circ\text{C]}$$

Burada görüldüğü gibi  $R_G = 0,00886 \gg R_i = 0,000081 > R_K = 0,00006$ .  $R_K + R_i = 0$  kabul edilirse, sadece gaz tarafının ısı geçiş direnci  $R_G$ 'nin dikkate alınması ile hesaplanan yaklaşık ısı transferi katsayısı  $U_K \approx \frac{1}{R_G} = 112,9$  bu durumda gerçek

değerden sapma  $\Delta U_{\text{Buh}} = (112,9 - 111)/122,2 = 0,017 = 1,7\% < 2\%$ . Buradan görüldüğü gibi, EKO'da da ısıtma yüzeyleri boyutlandırılmasının sadece gaz tarafı



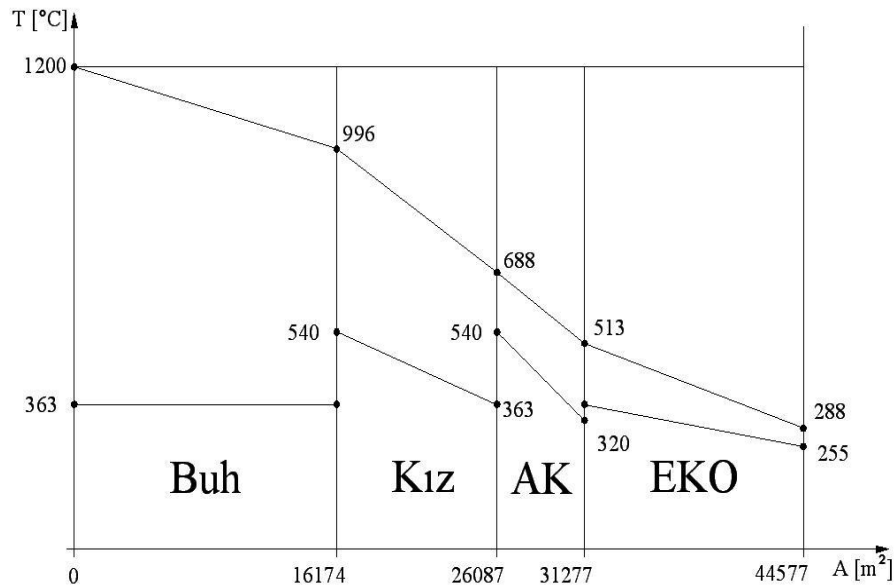
ısı geçiş sayısının dikkate alınarak yapılması durumunda da oluşacak boyutsal hata % 2'nin altında kalmaktadır.

$$(\Delta T_m)_{ECO} = \frac{(T_{G/g} - T_{S/g}) - (T_{G/\zeta} - T_{S/\zeta})}{\ln \frac{T_{G/g} - T_{S/g}}{T_{G/\zeta} - T_{S/\zeta}}} = 82.5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$A_{EKO} = \frac{Q_{EKO}}{U_{EKO} \cdot \Delta T_{mEKO}} = \frac{121826000}{111 \cdot 82,5} = 13300 \text{ [m}^2\text{]} \quad L_{EKO} = \frac{A_{EKO}}{\pi \cdot D_o} = 130000 \text{ [m]}$$

#### 4.5. Tasarımlana Araştırma Buhar Kazanının Isıtma Yüzeyi Düzeni ve Boyutları

Bütün ısı değiştirgeçlerin yüzey alanları belirlendikten sonra, santral kazanında yanma gazı ile iş akışkanı arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramının Şekil 4.11'deki gibi çizebiliriz.



Şekil 4.11. Santral kazanında yanma gazı ile iş akışkanı arasındaki ısı aktarımını gösteren T-A diyagramı

Tasarımlana kazan ile ilgili her bir ısıtma yüzeyinin tasarım ve boyutlandırılma verileri, ısı geçiş ve toplam ısı geçiş katsayıları, ortalama log. Sıcaklık farkları, ısı yükleri ve boyutları Çizelge 4.5 verilmiştir.

Çizelge 4.5. Tasarımlanan kazanın ilgili ısıtma yüzeylerinin tasarım ve boyutlandırma verileri

Isı. Yüz.	Hızlar [m/s]		h [W/m <sup>2</sup> C]		R [m <sup>2</sup> C/W]			U [W/m <sup>2</sup> C]	$\Delta T_m$ [°C]	Q [MW]	A [m <sup>2</sup> ]	L [m]
	V <sub>G</sub>	V <sub>su</sub>	h <sub>d</sub>	h <sub>i</sub>	R <sub>d</sub>	R <sub>k</sub>	R <sub>i</sub>					
Buh.	15	25	145	11 600	0,09	0,8E-4	0,9E-4	11,15	730	132	16 000	95 500
Kız.	25	25	203	4 580	0,02	0,6E-4	2,2E-4	48,75	387	187	9 900	58 000
A.Kız	25	25	123	1 447	0,008	0,6E-4	0,7E-4	112	170	99	5 000	50 000
EKO	20	1,5	113	12 300	0,009	0,4E-4	0,8E-4	111	83	122	13 000	130 000
Toplam											43 900	333 000

## 5. SANTRAL SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI

Soğutma sistemi yoğuşturucu ve soğutma kulesinden oluşur.

### 5.1. Yoğuşturucu Tasarım Verileri Belirlenmesi

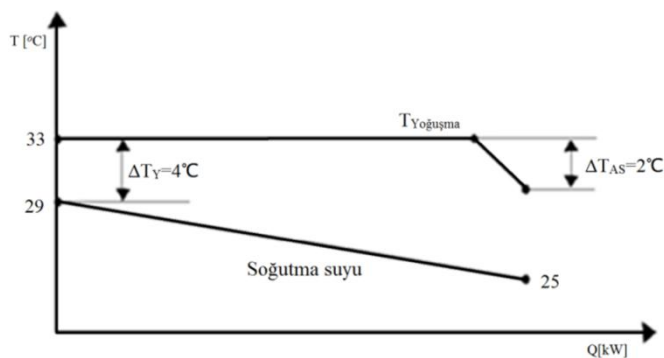
Isıl güç çevrimi düşük basınç türbin genişleme eğrisi çıkışındaki entalpi  $h_{12}$ , sıcaklık  $T_{12}$  ve buhar yaşlık derecesi  $x$ , türbin kademe verimleri dikkate alınarak hesaplanmıştır (Şekil 3.1). Türbin ortalama kademe verimi % 90 alınmıştır.

$$h_{12} = 2320 \text{ [kJ/kg]}$$

$$T_{10} = 33 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$x = 0,89$$

Titreşim, malzeme yorulma ve aşınma bağlamından uygun işletme yönünden  $x > 0,85$  olması gerektiğinden, türbin çıkış nem oranı uygun bölgede bulunmalıdır. Yukarıdaki türbin çıkış buhar termodinamik verileri kullanılarak, yoğuşturucu ısı transferi (soğutma-ısınma) eğrisi çizilerek, yoğuşturucu ve soğutma kulesi ısı yükleri tasarım için diğer veriler elde edilir (Şekil 5.1). Türbin çıkış kuruluk derecesi 1'den küçük olduğundan çürük buhar, yaş buhar biçimindedir ve yoğuşturucuda kızgınlık almak söz konusu değildir.



Şekil 5.1. Yoğuşturucu ve soğutma kulesi oluşan soğutma sisteminin ısı transferi eğrisi ve ilgili tasarım verileri

Yoğuşturucu giriş çıkış entalpileri ve çürük buhar debisi üzerinden yoğuşturucu ısı yükü  $Q_Y = \dot{m}_{\text{ÇB}} (h_{12} - h_{13}) = 274,35 \text{ MW}$  bulunmuştur. Tasarım abağından çürük buhar debisi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$\dot{m}_{\text{ÇB}} = d_Y \cdot P_{el} = 0,501 \cdot 250 = 125,25 \text{ [kg/s]} = 450,9 \text{ [t/h]} \quad (5.1)$$

## 5.2. Soğutma Kulesi Tasarım Verileri Belirlenmesi

Santralde elektrik üretimi doğrudan yoğuşturucu basınç ile ilgilidir. Bu basınç ne kadar düşük ise elektrik üretimi ona göre artar. Şekil 5.1’de görüldüğü gibi yoğuşma basıncı doğrudan yoğuşturucudan ısınarak çıkan soğutma suyunun sıcaklığına ve seçilen yaklaşım sıcaklığına bağlıdır. Yoğuşma sıcaklığını düşürebilmek için, soğutma suyu yoğuşturucu çıkış sıcaklığının ve yaklaşım sıcaklığının olabildiğince düşürülmesi gerekir. Bu ise bir yandan yoğuşturucu yatırım maliyetini (daha büyük ısıtma yüzeyi) diğer yünden ise soğutma kulesi soğutma aralığının düşürülerek, soğutma suyu debisinin (pompa elektrik tüketimi) ve soğutma kulesi yatırımının aşırı artmasına neden olur.

Soğutma kuleleri soğutma etkinliğine göre yaş ve kuru diye ikiye ayrılır. Arabadaki radyatör prensibine göre çalışan hava soğutmalı soğutma kuleleri, buharlaşmadan kaynaklanan soğutma suyu azalmasını karşılayacak su kaynağı bulunmaması veya petrol fiyatlarının düşük olduğu çöl özelliğine sahip yörelerde kullanılabilir. Su soğutmalı yaş soğutma kuleleri soğutma etkinliği yönünden hava soğutmalıya kıyasla çok yüksektir. Sistemin kurulacağı yörede buharlaşmadan kaynaklanan soğutma suyu kayıplarını telafi edebilecek boyutta yeterli yerüstü ve yeraltı suların bulunması gerekir. Kurulacak yerin iklim koşulları (kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, nem, vb.) uygulanacak yaş soğutma kulesinin soğutma aralığının seçiminde dikkate alınır. Tasarımda soğutma aralığı  $\Delta T_{SK} = 4^\circ\text{C}$  seçilmiştir (Şekil5.1). Soğutma kulesi soğutma suyunun yaklaşım sıcaklığı dikkate alınarak, soğutma suyu yoğuşturucu giriş ve çıkış sıcaklıkları belirlenir. Bu çalışmada yoğuşturucu yaklaşım sıcaklığı ( $\Delta t_Y$ )  $4^\circ\text{C}$  alınmıştır.

Soğutma kulesi soğutma aralığı, yoğuşturucu T – Q eğrisi ve enerji – kütle dengesi yardımı ile soğutma kulesinin tasarıma esas olan termodinamik verileri ve ısı yükleri hesaplanabilir. Borulama ısı kayıpları dikkate alınmazsa yoğuşturucu ve soğutma kulesi ısı yükleri eşit alınabilir. Böylece,  $Q_Y \approx Q_{SK} = \dot{m}_{\text{CB}} \cdot \Delta T_{SK}$ . Cp eşitliğinden, soğutma suyu debisi  $\dot{m}_{SK} = 59\,070$  t/h bulunur. Soğutma suyu debisinin çürük buhar debisine oranı yaklaşık 130, yani çürük buharın yoğuşturulabilmesi için 130 kat soğutma suyu gerekmektedir. Bunun yüksek çıkmasının nedeni, soğutma aralığının  $\Delta T_{SK} = 4^\circ\text{C}$  seçilmesidir. Bu aralığın  $5^\circ\text{C}$  veya  $6^\circ\text{C}$  seçilmesi durumunda bu soğutma debi katsayıları sırasıyla 104 ve 86 olmaktadır.

### 5.3. Soğutma Sisteminin Boyutlandırılması

#### 5.3.1. Yoğuşturucunun boyutlandırılması

Yoğuşturucularda yoğuşma tarafı ve soğutma suyu tarafı ısı geçiş hesapları kaynak [20]'te sırasıyla Ja ve Ga bölümlerde verilen yöntemlere göre yapılmıştır. Yoğuşma hesabı yatay borulu ısıtma yüzeyli yoğuşturucular için hesaplanmıştır. Bu yöntemde; soğutma kulesinden gelen su sıcaklığını, soğutma kulesi girişi sıcaklığına (soğutma aralığı) yükselten bir yatay bakır boru esas alınarak yapılmıştır. Yatay borunun hızı ve çapı önceden belirlenmiş ve birim boru başına ısı yükü,  $q_a$ , birim boru başına yoğuşan buhar debisi  $m_f$ , aşağıdaki boru enerji denklemi yardım ile hesaplanmıştır.

$$q_a = \dot{m}_{sk} c_{p_{sk}} \Delta T_{sk} = m_f (h_{12} - h_{13}) = aU\Delta T_m \quad (5.2)$$

Birim boru yoğuşma tarafı ısı geçişi, toplam ısı transferi ve birim boru alanı için gerekli Re, Nu,  $h_d$ , U ve  $a_y$  verilerinin hesabında aşağıda eşitliklere kullanılmıştır:

$$Re = \frac{m_f}{L\mu} \quad (5.3)$$

$$Nu = 0,954 \frac{1}{Re^{1/3}} \quad (5.4)$$

$$h_d [\text{W/m}^2\text{°C}] = \text{Nu} \frac{k}{(v^2/g)^{1/3}} \quad (5.5)$$

$$U [\text{W/m}^2\text{°C}] = \frac{1}{1/h_i + s/k + 1/h_d} \quad (5.6)$$

$$a [\text{m}^2] = \frac{q_a}{U\Delta T_m} \quad (5.7)$$

Yoğuşma tarafı ısı geçiş sayısı hesabına esas olan Re sayısı hesabında; boru boyu L [m] ve yoğuşan buhar debisinin ( $m_f$ ) kg/s değerleri bilinmesi gerekmektedir (5.3). Başlangıçta bir L değeri kabul edilir, buradan Re, Nu sayıları ve bunlara bağlı olarak  $h_d$  hesaplanır, U'da yerine konularak, L uzunluğundaki borunun alanı (a) bulunur, elde edilen alandan yeni L değeri hesaplanarak, bulunan bu değer kabul edilen değere, kabul edilebilecek bir sapma içerisinde eşit oluncaya kadar devam edilir. Yoğuşturucu birim boruda sıcaklığın 25°C'den 29 °C'ye 4°C ısıtılabilmesi için söz konusu boru boyunun yaklaşık 4 m olduğu hesaplanmıştır, bu uzunluk aynı zamanda yoğuşturucu boyunu belirler. Sonuçta bulunan U değeri L uzunluğundaki birim yoğuşturucu borunun alanının hesaplanmasında kullanılır. Bulunan bu birim boru alanı a, toplam yoğuşturucu ısı yükü ( $Q_Y$ ) ve birim boru ısı yükü ( $q_a$ ) kullanılarak, yoğuşturucu ünitesinin toplam ısı transferi alanı A aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$A [\text{m}^2] = a \frac{Q_Y}{q_a} \quad (5.8)$$

Çürük buhar ve soğutma suyu sıcaklığı arasındaki ortalama sıcaklık farkı  $\Delta T_m = 5,8$  °C çok küçük olduğundan,  $Q_Y=274$  MW<sub>t</sub> yoğuşma yükünün kıs mende olsa hızlandırılabilmesi için ısı dirençlerinin düşürülmesi gerekir. Isıl geçiş dirençleri tasarım verileriyle belli olduğu için, yapılacak yegâne iş ısıtma yüzeyi ısı iletim direncinin uygun malzeme seçimi ile düşürülmesi gerekir. Bu nedenle yoğuşturucularda ısıtma yüzeyi boruları olarak bakır boru kullanılması bir zorunluluktur. Yoğuşturucuda biriken korozyon etkili

gazların ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$  vb.), bakırda korozyona neden olmamaları için, bu gazların su/buhar, hava etkili emeç pompalarıyla sürekli tahliye edilmesi gerekir. Korozif gazlar ve azot gibi diğer gazlar yoğunmadıkları için, yoğunlaşma basıncının sürekli artmasına ve ısı transferinin azalmasına neden olurlar. Bu ise elektrik üretimini azaltır, korozyon ise yoğunlaştırıcıda arızalara, santralin sık sık ve uzun süre devreden çıkmasına neden olur. Yapılan hesaplar sonucu, elde edilen ısı taşınım iletim katsayıları ve yoğunlaştırıcı soğutma yüzeyi ile toplam boru boyu Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Yoğunlaştırıcı tasarım, işletme, ısı transferi verileri ve ısıtma yüzeyi boyutları

Parametre	Değer	Parametre	Değer
Boru iç çapı ( $D_i$ )	20 [mm]	Buhar tarafı ısı aktarım katsayısının ( $h_o$ )	13 177 [ $\text{W/m } ^\circ\text{C}$ ]
Boru dış çapı ( $D_o$ )	22 [mm]	Yoğunlaştırıcı toplam ısı aktarım katsayısının ( $U_{Yog}$ )	6 385 [ $\text{W/m } ^\circ\text{C}$ ]
Soğutucu su hızı ( $V_{sk}$ )	2 [m/s]	Logaritmik sıcaklık Farkları ( $\Delta T_{m/Yog}$ )	5,8 [ $^\circ\text{C}$ ]
Boru ısı iletim katsayısı ( $K_{Bakır}$ )	386 [ $\text{W/m } ^\circ\text{C}$ ]	Yoğunlaştırıcı soğutma yüzeyi ( $A_{Yog}$ )	7 400 [ $\text{m}^2$ ]
Su tarafı ısı aktarım katsayısının ( $h_i$ )	13 237 [ $\text{W/m } ^\circ\text{C}$ ]	Toplam boru boyu ( $L_{Yog}$ )	107 000 [m]

Yapılan hesaplarda; yoğunlaşma ısı geçiş tarafı, ısı direncin  $R_d = 7,6 \text{ E-5}$ , soğutma suyu tarafı ısı geçiş ısı direnci  $R_i = 7,55 \text{ E-5}$  ve bakır boru ısı iletim direnci  $R_K = 0,5 \text{ E-5}$  bunların toplam ısı transferine etkileri sırasıyla %49, %48 ve %3 dür. Buradan görüldüğü gibi yoğunlaşma tarafı ısı geçiş katsayısının hesaplanmasının toplam ısı transfer sayısına etkisi büyüktür.

### 5.3.2. Soğutma kulesinin boyutlandırılması

Yukarıda belirtilen soğutma kulesinin tasarımı ve işletilmesi ile ilgili veriler kullanılarak soğutma kulesi için ihale dosyası hazırlanır ve ihaleye çıkarılır.

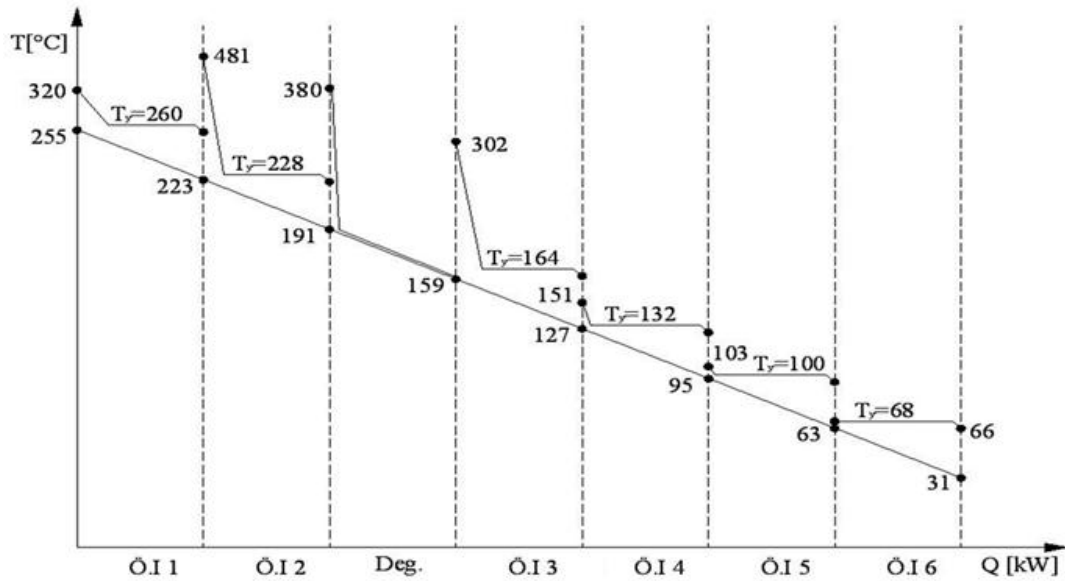
## **6. TÜRİN ARA BUHARI İLE BESLEME SUYUN ÖN ISITILMASI**

Taze buhar yüksek, ortak ve düşük basınç türbin kademelerinde genişerek ekserjilerinin bir bölümünün mekanik enerjiye dönüşür ve geddikçe buhar ekserjisi hızlı bir biçimde azalır, buhar hacmi dolayısıyla türbin kesiti ve türbin maliyeti üstel bir biçimde artar. Düşük ekserjili buharın türbinde tutulması, yatırım maliyetlerini aşırı bir biçimde artırdığı için istenen bir durum değildir. Enerji ekonomisi ve verimliliği yönünden bu ara buharların uygun türbin bölümlerinden alınarak, düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılması daha ekonomik olmaktadır. Yoğuşturucu çıkışındaki 30°C dolayındaki yoğuşmuş buhar, bu ara buharlarla ön ısıtılması, aynı işlemin kazan içinde EKO' da yakıt kullanılarak ısıtılmasından daha ekonomiktir. Böylelikle hem yakıt tüketimi azalmakta hem de türbin yatırım maliyeti azaltılarak, santrale çift yönlü bir katkıda bulunmaktadır. Tasarımlanan araştırma santral tasarımında, 7 besleme suyu ön ısıtıcı kullanılarak yoğuşmuş buhar sıcaklığının 31°C'den 255°C'ye kadar alınacak 7 buhar ile ön ısıtılarak kazana beslenmesi öngörülmüştür.

### **6.1. Besleme Suyu Ön Isıtıcıların İşletme ve Tasarım Verilerinin Çıkartılması**

Daha öncede yoğuşturucuda belirtildiği gibi, ön ısıtıcı tasarım verilerinin hesaplanmasında bu sistemlerin birlikte ısınma aralıklarının, yaklaşım ve aşırı soğuma sıcaklıklarının önceden hesaplanıp birleşik ısı transferi (soğuma-ısınma) eğrilerinin oluşturulması gerekir. Bu amaca yönelik olarak ilgili sıcaklık değerleri, sıcaklık aralıkları, yoğuşma sıcaklık ve basınçları, ara buhar basınçları, ısı transferi vb. Şekil 6.1 ve Çizelge 6.1'de verilmiştir.





Şekil 6.1. Besleme suyu ön ısıtıcıların boyutlandırılmasına esas olan ve belirlenen yaklaşım ve aşırı soğutma sıcaklıklarına göre oluşturulan soğuma eğrileri

Çizelge 6.1. Besleme suyu ön ısıtıcıların boyutlandırılmasına esas olan ve ilgili ısınma-soğuma eğrilerinden elde edilen tasarım ve işletme verileri

Ön ısıtıcı	$\Delta T$ [°C]	$\Delta T_Y$ [°C]	$\Delta T_{AS}$ [°C]	$T_{Yoğ}$ [°C]	$P_{Yoğ}$ [bar]	$\dot{m}_{ab}$ [kg/s]	$\dot{m}_{bs}$ [kg/s]	$Q_{Öİ}$ [kW]
1	32	5	2	260	45,3	16,75	203,75	45 840
2	32	5	2	228	27,02	11,75	203,75	35 700
3	32	5	2	164	6,83	10	16,25	24 681
4	32	5	2	132	2,87	10	16,25	23 475
5	32	5	2	100	1,014	10	16,25	22 549
6	32	5	2	68	0,29	10	16,25	22 188
Deg. <sup>1</sup>	32	-	-	191	12,8	10	16,25	-

<sup>1</sup>degazör

Gerçek termik santral tasarım ve uygulamalarında, elektrik üretim verimini en üst düzeye çıkaracak, ön ısıtıcı düzeni, her bir ön ısıtıcı için en uygun ısınma aralıkları, yaklaşım ve aşırı soğutma sıcaklıkları, ara buhar verileri vb. tüm veriler çok karmaşık sistematik arama yaklaşım ile gerçekleştirilecek ileri düzey bir optimizasyon işlemi ile elde edilir. Bu yaklaşımda kondense pompası ile 1 kg/s birim debide kondense ön

ısıtıcılara verilir, ön ısıtıcılarda ön görülen ısınma aralıklarında, yaklaşım ve aşırı soğuma sıcaklıklarında vb. ara buharlar hesaplanır, elde edilen özgül elektrik [ $P_{el}$ ]  $kW_{el}/kg/s$  hesaplanır ve yatay eksen üzerinde ön görülen parametre gurupları için işaretlenir. Bu parametre gurupları sürekli değiştirilerek, önce artan, bir maksimumdan geçerek tekrar azalan bir eğri elde edilir. Maksimum elektriği veren tasarım parametre grubunda tasarımılanan ve işletmeye alınan termik santral en yüksek verime sahip santraldir. Bu tür bir çalışma bir yüksek lisans çalışmasının çok ötesindedir burada ele alınması olanaksızdır.

Bu çalışmada Şekil 3.3'e verilen 7 kademeli besleme suyu ön ısıtma sistem yapısı ve bağlantı biçimi esas alınmıştır. Tasarım abağından 2, 3, 5 ve 12 sistem noktalarındaki buhar termodinamik verileri (sıcaklık, debi ve basınç) doğrudan elde edilebilmektedir.

Orta ve düşük basınç türbinlerden alınan ve ilk altı ön ısıtıcının (1 yüksek basınç, 1 degazör ve 4 alçak basınç) beslediği ara buharların toplamı bilindiğinden, bunların 6 ön ısıtıcıya eşit biçimde dağıtıldığı kabul edilmiştir. Buna göre bu ön ısıtıcılara verilen ara buhar debileri belirlenmiş ve Çizelge 6.1'de verilmiştir. Tüm ön ısıtıcılarda ısınma aralığının sabit ve  $32^{\circ}C$  kabul edilmiştir. Şekil 6.1'de, degazör dışında tüm ön ısıtıcılar için yaklaşım sıcaklığı  $\Delta T_Y = 5^{\circ}C$ , geri buharlaşmayı önleme amacı ile belirlenen, kondens aşırı soğuma sıcaklığı  $\Delta T_{as} = 2^{\circ}C$  kabul edilmiştir. Santral sistem yapısının oluşturulmasında yüksek basınç ön ısıtıcılarda  $\Delta T_Y$  yaklaşım sıcaklıkları eksi bölgesine geçebilmekte yani su çıkış sıcaklığı  $5^{\circ}C$ 'ye kadar buhar yoğuşma sıcaklığının üzerine çıkabilmektedir.

## 6.2. Besleme Suyu Ön Isıtıcı Isıtma Yüzeylerinin Boyutlandırılması

Besleme suyu ön ısıtıcılarda da, yoğuşturucularda olduğu gibi, yoğuşma tarafı ve soğutma suyu tarafı ısı geçiş hesapları kaynak [20]'de sırasıyla Ja ve Ga bölümlerde verilen yöntemlere göre yapılmıştır. Isıtma yüzeylerinin boyutlandırılmasında Şekil 6.1'de verilen kondens ısınma-ara buhar yoğuşarak soğuma eğrileri esas alınmıştır. Her bir ön ısıtıcı bölümü hesabı için ilgili ısınma-soğuma eğrisi kullanılmıştır.

Ön ısıtıcılarda ön ısıtıcıya verilen ara buharlar daha yüksek basınç ve sıcaklıktaki kızgın buhar biçiminde olduğundan, kızgınlık alma ve yoğuşma bölümleri için ayrı ısı transferi hesaplarının yapılması gerekir. Bu çalışmada, kızgınlık alma bölümlerinin alanlarının hesaplanması, bu bölümlerde oluşan yüksek logaritmik ortalama sıcaklığın etkisinin, kızgın buhar (gaz)-su arasındaki toplam ısı transferi katsayısındaki azalmayı dengelediği varsayılarak, ihmal edilmiştir. Bu nedenle  $\Delta T_m$  hesabında yoğuşma sıcaklığı ve besleme suyu sıcaklık değişimi, U hesabında ise sadece yoğuşma yüzeyindeki ortalama ısı transferi katsayısı dikkate alınmıştır. Yapısal özelliği ve uygunluğu nedeni ile yüksek ve alçak basınç ön ısıtıcılar kabuk-boru (Shell & tube) tipi ısı değiştirici kullanılmıştır. Elde edilen ortalama sıcaklık farkları, toplam ısı katsayıları ve ısıtma yüzeyi ısı yükleri kullanılarak, her bir ısıtma yüzeyleri alanları ayrı ayrı hesaplanmış, ilgili tasarım ve işletme verileri ile birlikte sonuçlar Çizelge 6.2’de verilmiştir.

İlgili hesaplarda su hızları 2 m/s, boru çapları 20/22 mm, ısı iletim katsayısı 50 W/m<sup>2</sup>°C alınmıştır. Böl.5’teki yoğuşturucu boyutlandırma yaklaşımı ile yapılan iterasyon sonucu, besleme suyu sıcaklığının her bir ön ısıtıcıda yaklaşık 32 °C artırılabilmesi için birim boru uzunluğunun yaklaşık 10-15 m dolayında olduğu saptanmıştır (Çizelge 6.2).

Çizelge 6.2. Tasarımlanan araştırma termik santralinin besleme suyu ön ısıtıcılarının boyutlandırılmasına esas olan tasarım ve işletme verileri

Ön ısıtıcı	$\Delta T_m$ [°C]	h [W/m <sup>2</sup> °C]		Isı dirençler R [%]			U <sub>Öİ</sub> [W/m <sup>2</sup> °C]	L <sub>birim</sub> [m]	A <sub>Öİ</sub> [m <sup>2</sup> ]
		h <sub>i</sub>	h <sub>d</sub>	R <sub>i</sub>	R <sub>d</sub>	R <sub>K</sub>			
1	16	13 237	14 577	41	37	22	5 431	12	320
2	16	15 210	15 467	38	39	23	5 867	11	228
3	16	14 000	18 064	33	43	24	5 996	12	215
4	16	13 330	15 935	35	42	23	5 625	13	241
5	16	12 011	15 071	35	44	21	5 274	14	267
6	16	9 975	16 185	31	50	20	4 950	15	331

Çizelge 6.2’den görüldüğü gibi sistem tasarımına esas olan ısı dirençler ve ısı geçiş sayıları ağırlık yönünden birbirlerine yakın bulunmaktadır. Bu nedenle boru içi ve dışındaki ısı transfer hesaplarına eşit ağırlıkta önem verilmektedir.

## 7. TERMİK SANTRAL İÇİN PERFORMANS ANALİZLERİ

Enerji dönüşüm sistemlerle ilgili performans analizleri; ısı performans ve çevresel performans olmak üzere iki grup altında toplanır. Isıl performans analizleri; enerji dönüşüm sistemi birim çıktısı başına kullanılan birincil enerji miktarı ile ilgilidir. Bu günümüzde enerji verimliliği ve enerji optimizasyonu adı altında incelenmekte ve çok güncel bir konudur. Son yıllarda ikinci yasa analizleri veya ekserji analizleri söz konusu enerji verimliliğinin gerçekçi biçimde ele alınmasında ve sonuçlandırılmasında önemli katkılar yapmaya başlamıştır.

Isıl performans analizleri ise; enerji dönüşüm sistemlerinde söz konusu üretimlerin, yerel, küresel ve çevresel mevzuların yerine getirerek gerçekleştirilmesi anlamına gelmektedir. Bunun için sistem tarafından çevreye salınan hava, su ve toprak kirletici atıkların, mevcut yönetmenlikler uyarınca çevreye olan olumsuz etkilerin yönetilebilir ve kabul edilebilir olduğunun kanıtlanmasıdır. Termik santral bağlamında, çevresel performans analizleri baca ve soğutma sistemlerinden havaya yayılan hava kirletici emisyonların kontrolüdür. Emisyon performansının oluşturulmasında en etken yöntem yatırım öncesinde yer seçimi arkasından, çevresel etki değerlendirme raporlarının hazırlanarak, ön görülen yakıt yakma ve emisyon kontrol sistemlerinin, kazan ve santral teknolojisinin, yönetmelik koşullarını karşılayabileceğini en baştan kanıtlanmasıdır. Yanma hesapları ile oluşabilecek hava kirletici emisyonların hesaplanması bazı koşullarda mümkünse de, işletme izni alınması anlamına gelen emisyon izninin alınması, santral işletmeye alındıktan sonra, ilgili baca emisyonlarının ölçülerek, emisyon salınımının yönetmenlik sınır değerlerinin altında tutulduğunun kanıtlanması zorunludur.

Bu çalışmada deneysel emisyon performans analizleri kapsam dışıdır. Sadece ekserji yaklaşımlı enerji verimliliği seçeneklerinin ilgili emisyonlardaki azalmalar, ilgili bölümlerde ele alınmıştır.

### 7.1. Tasarımlana Termik Santralde Brüt Elektrik Üretimi

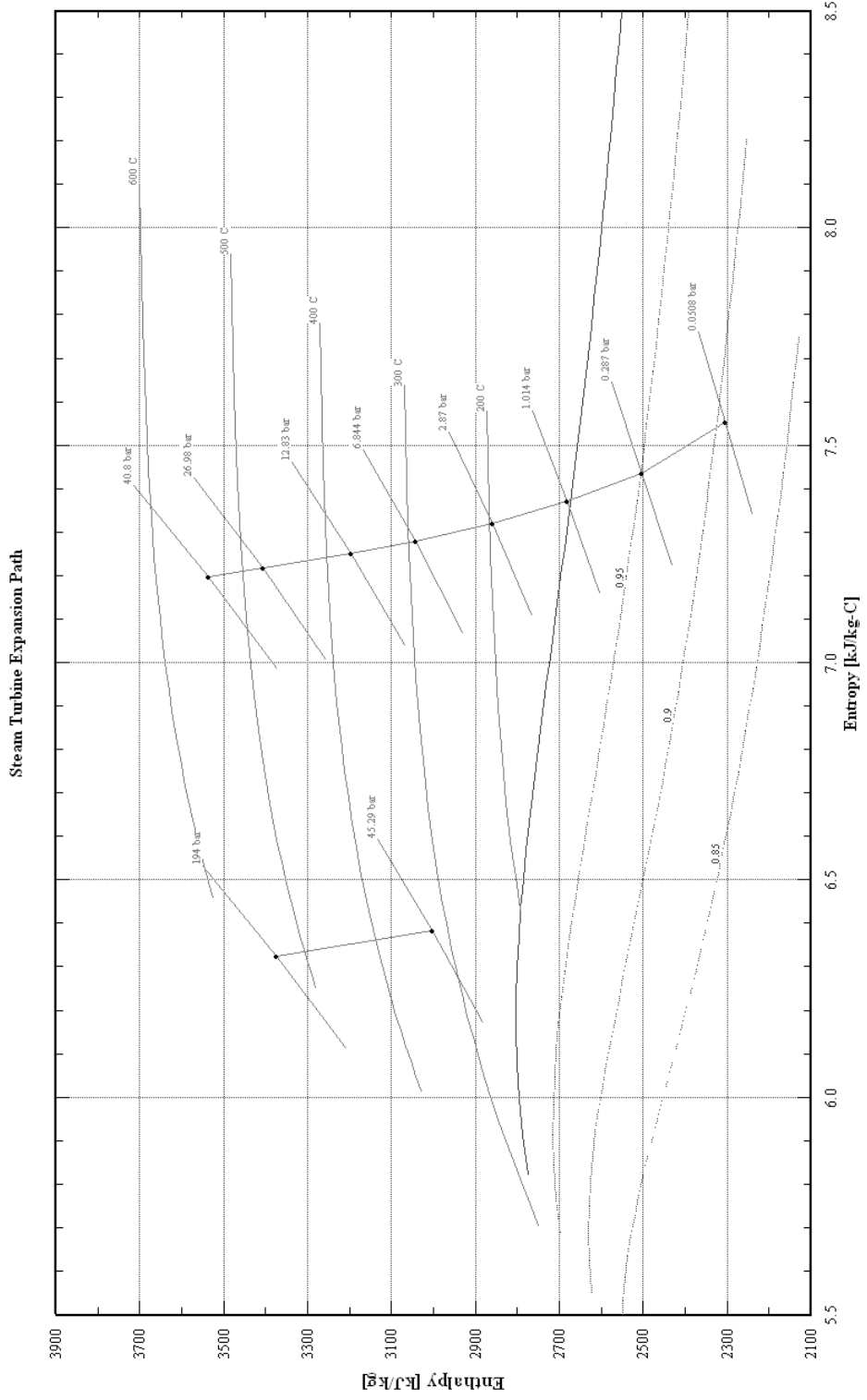
Söz konusu termik santralde, kangal linyitinin yakılmasıyla üretilen kızgın buhar, yüksek basınç türbin bölümüne gönderilir ve basıncı 45,3 bara kadar düşülerek, tekrar ekserji artırımı amacıyla ara kızdırıcılara gönderilir. Kazanda bir ara kızdırıcı bulunmaktadır (Şekil 3.2). Ara kızdırıcıdan çıkan buhar orta ve düşük basınç türbin bölümlerinde yoğuşturucu basıncına kadar basıncı düşürülerek çürük buhar olarak yoğuşturucuya verilir. Yatırım ve ekserji ekonomisi yönünden, türbin bölümlerinin çeşitli yerlerinden alınan 7 adet ara buhar ile yoğuşturucu çıkışındaki yoğuşmuş su, ilgili ön ısıtıcılarda ısıtılarak, kazan giriş sıcaklığı olan 255 °C'ye kadar ısıtılır. Santralle ilgili çevrim yapısı ve türbinlerdeki genişleme süreçleri Şekil 7.1'de verilmiştir. Üretilen brüt elektrik, buhar debisinin sabit olduğu her bir bölümdeki debi ( $m_{bi}$ ), türbin bölümü işi  $\Delta w_{ti}$ , türbin-jeneratör bağlantı kayıplarını belirleyen türbin mekanik verimi ( $\eta_m$ ) ve jeneratör verimi ( $\eta_j$ ) kullanılarak aşağıdaki toplamsal denklem yardım ile hesaplanabilir.

$$P_{el}[\text{kW}] = \left( \sum_{i=1}^8 m_{bi} \Delta w_{ti} \right) \cdot \eta_m \cdot \eta_j \quad (7.1)$$

Santralde mevcut ve buhar debilerin sabit olduğu 8 adet türbin bölümündeki özgül iş veya mekanik enerji, türbin bölümü girişi ve çıkışındaki entalpiler ( $h_g$  ve  $h_c$ ) yardım ile aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\Delta w_i[\text{kJ/kg}] = \Delta h_{ti} = (h_{tg} - h_{tc})_i \quad (7.2)$$

Eş. 7.1 ve 7.2'nin hesaplanmasına esas olan türbin bölümleri debiler ve entalpileri Çizelge 7.1'de verilmiştir.



Şekil 7.1. Termik santral brüt elektrik üretiminin hesaplanmasına esas olan buhar türbin bölümleri, çekilen ara buharlar ve ilgili türbin genişleme eğrileri

Çizelge 7.1. Termik santral brüt elektrik üretimine esas olan türbin bölümlerindeki buhar debileri, giriş ve çıkış entalpileri

Türbin bölümleri	$\dot{m}_b$ [kg/s]	$h_g$ [kJ/kg]	$h_c$ [kJ/kg]	$P_{el}$ [kW]
1	203,75	3360,5	3005,45	72341
2	187	3536,14	3447	16669
3	175,25	3447	3238	36627
4	165,25	3238	3092	24127
5	155,25	3092	2780	48438
6	145,25	2780	2676	15106
7	135,25	2676	2534	19206
8	125,25	2534	2320	26804
Toplam güç				259 000

Çizelgede verilen değerler Eş.7.1 ve 7.2'ye konularak tasarımılanan termik santrali brüt elektrik üretimi yaklaşık 259 MW olarak bulunmuştur.

Şekil 7.1'de görüldüğü gibi türbin çıkışındaki çıkış buharın kuruluk derecesi (x), % 89 dolayındadır. Türbin kanat titreşimi, yorulma ve aşınma (erozyon) sorunlarının önüne bilmesi için çürük buhar kuruluk derecesinin % 85'in üzerinde olması gerekir. Bu koşulda tasarımılanan termik santral sağlanmıştır.

## 7.2. Tasarımlanan Termik Santralinin İç Elektrik Tüketimlerinin ve Net Elektrik Hesaplanması

Termik santrallerinin ürettiği brüt elektriğin bir bölümü iç tüketim olarak, pompa, kömür değirmeni, fan ve santralin benzer diğer motorlarında kullanılır. Bunlar çıkarılarak şebekeye verilen enerji net elektrik enerjisi olarak tanımlanır. Brüt ve net elektriğin esas alınmasına göre santral veriminde brüt santral verimi ve net santral verimi diye ikiye ayrılır. Bu çalışmada örnek olması amacıyla sadece besleme suyu ve kondens pompalarının tam yük koşullarda, tükettiği güç hesaplanmıştır.

### 7.2.1. Termik santral iç elektrik tüketimlerinin belirlenmesi

#### Pompalardaki elektrik tüketimi

Termik santrallerdeki başlıca pompalar besleme suyu ve kondens pompalarıdır. Bir pompadaki elektrik tüketimi; pompalanan suyun debisi ( $\dot{m}_{\text{pompa}}$ ) kg/s, pompada basınç artışı ( $\Delta p$ ) N/m<sup>2</sup>, pompalanan suyun yoğunluğu ( $\rho_w$ ) kg/m<sup>3</sup> ve tasarımcı tarafından verilen ve motor-pompa bağlantı kayıplarında içeren pompa verimi ( $\eta_{\text{pompa}}$ ) % kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{W}_{\text{pompa}} = P_{\text{pomp/el}} = \dot{m}_{\text{pompa}} \frac{\Delta P}{\rho_{\text{su}} \eta_{\text{pompa}}} [\text{kW}_{\text{el}}] \quad (7.3)$$

Pompa hesaplarında basınç yükselme, pompa çıkış ve giriş basınçları farkı olarak alınır. Pompa giriş veya emiş basıncının; kavitasyonun (buharlaşıma) önlenmesi için, emişteki su sıcaklığına tekabül eden su doyma basıncının oldukça üzerinde tutulması gerekir. Pompa giriş ve çıkış basınçları, giriş ve çıkış su hatları üzerinde bilinen bir basınç referans alınarak, ilgili basınç düşmeleri ilave edilerek veya çıkarılarak gerekli pompa giriş ve çıkış basınçlarına ulaşılır.

#### *Kondens pompası (pompa 1)*

Yoğuşturucuda yoğuşan çürük buhar debisi doğrudan kondens pompasından geçtiği, düşük basınç ara buhar kondensleri toplanarak kondens çıkışına bağlandığı varsayılırsa kondens pompasının elektrik tüketimi Eş. 7.3 uyarınca aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$P_{\text{el/Pompl}} [\text{kW}] = \dot{m}_{\text{Pompl}} \frac{\Delta P}{\rho_{\text{su}} \eta_{\text{Pompl}}} \quad (7.4)$$



$$P_{el/Pompl} = \dot{m}_{Pompl} \frac{P_{36} - P_{13}}{\rho_{Su} \eta_{Pompl}} = \dot{m}_{Pompl} \frac{P_{Deg.} + 4dP_{\ddot{o}i,j} - P_{13}}{\rho_{Su @ 30} \cdot \eta_{Pompl}} = 378 [kW]$$

Burada;  $\eta_{pump} = 65 \%$  alınmış, kondens pompa çıkış basıncı  $P_{36}$ , degazöre kadar olan basınç kayıpları ve degazör basıncından hesaplanmış ve 1 477 kPa bulunmuştur. Ayrıca ön ısıtıcılardaki her bir basınç kaybıdır 50 kPa kabul edilmiştir [23].

### *Besleme suyu pompası (pompa 2)*

Besleme pompasının giriş sıcaklığı  $190^{\circ}C$  buna tekabül eden doyma basıncı ise 12,8 bardır. Bu nedenle, kavitasyon önlenmesi için, giriş basıncı 15 bar olacak şekilde besleme tankı pompa girişinin yaklaşık 30 m yüksekine konumlanmıştır. Besleme pompası çıkış basıncı ise; türbin giriş basıncına, kazan toplam basınç kaybı eklenerek bulunmuştur. Türbin giriş basıncı 194 bar, kazan toplam basınç kaybı 26 bar (12%) eklenerek 220 bar alınmıştır. Bu değerler kullanılarak besleme pompası elektrik tüketimi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$P_{el/Pomp2} [kW] = \dot{m}_{Pomp2} \frac{\Delta P}{\rho_{su} \eta_{Pomp2}} \quad (7.5)$$

$$P_{el/Pomp2} = \dot{m}_{Pomp2} \frac{P_1 + 2dP_{\ddot{o}i} - P_{Deg}}{\rho_{su} \eta_{Pomp2}} = 7000 [kW]$$

Kondens ve besleme pompaları toplam elektrik tüketimi 7 378 kW'dır. Bu ise brüt elektrik tüketiminin % 1,3'üne tekabül etmektedir

### Fanlarda elektrik tüketimi

Fanlardaki elektrik tüketimi; bu tür santraller için genelde toplam brüt tüketiminin %2,5-3 dolayında bulunmaktadır. Burada %3 alınmıştır, bu ise 7 770 kW etmektedir.

### Kömür değirmenleri ve diğerlerindeki elektrik tüketimi

Termik santrallerde kömür değirmenleri genelde toplam brüt elektrik tüketiminin %1-1,5 tüketmektedir. Ölçme, kontrol vb. birimlerin tükettiği diğer elektrik tüketimlerinde göz önünde tutularak bu kalemde tüketilen elektriğin, brüt üretiminin % 1,5 olarak Kabul edilmiştir. Buda 3 885 kW elektriğe tekabül etmektedir.

### Santral toplam iç elektrik tüketimi

Araştırma termik santraldeki iç tüketicilerin (pompalar, fanlar, kömür değirmenleri, ölçme ve kontrol sistemleri vb.) tükettiği elektrikler yukarıda hesaplanmış ve toplamı yaklaşık 19 MW olarak bulunmuştur. Bu değer toplam brüt elektrik üretiminin % 7,3'ünü oluşturmaktadır. Böylelikle iç tüketim verimi  $\eta_{it} = 100 - 7,3 = 93,7$  % bulunmuştur.

### **7.2.2. Santralin net elektrik üretiminin hesaplanması ve santral verileri**

Termik santrallerde üretilen brüt enerjisi, iç elektrik tüketimler çıkarıldıktan sonra, tüketiciye iletmek üzere yüksek gerilim hatlarına beslenir. Elektrik iletim kayıplarının azaltılabilmesi için iletim hattı gerilimleri olabildiğince yüksek tutulması gerekir.

### Santral net elektrik üretimi

Üretilen net elektrik ise trafo çıkışından şebekeye beslenerek satılan elektriktir. Termik santral karlılığını ve ekonomisini belirleyen üretim net elektrik üretimidir. Net elektrik üretimi, brüt elektrik üretimi, iç tüketim verimi ve trafo verimi üzerinden aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$P_{el/net} = P_{el/brüt} \cdot \eta_{it} \cdot \eta_{tr} \quad (7.6)$$

Hesaplanan iç tüketimi verimi  $\eta_{it}= 0,92 \%$  ve trafo verimi  $\eta_{tr}= 0,98 \%$  kabul edilerek Eş.7.3'den tasarımılanan termik santral net elektrik tüketimi 234 MW olarak hesaplanmıştır.

### Santral brüt ve net elektrik verimleri

Santralde üretilen brüt elektriğin ( $P_{elbrüt} \text{ MW}_e$ ), kazana beslenen ve elektrik üretimi için kullanılan yakıtın (Kangal linyiti) ısıtma ısısına ( $Q_{yakıt}$ ) bölünmesiyle bulunur. Yakıt ısıtma ısısı ( $Q_{yakıt} [\text{MW}_t] = m_y \cdot H_u$ ); kazan ısı yükü (Şekil 3.2) ve kazan verimi üzerinden hesaplanan yakıt debisi  $m_y \text{ kg/s}$  ile yakıt alt ısı değerinin çarpım ile hesaplanır. Buradan brüt santral verimi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\eta_{ts} = \frac{P_{elbrüt} [\text{MW}_e]}{Q_{yakıt} [\text{MW}_t]} \quad (7.7)$$

Daha önce hesaplanan  $P_{el}=259 \text{ MW}$  ve  $Q_{yakıt}= 692 \text{ MW}$  yerlerine konularak brüt santral elektrik verimi % 37 Olarak bulunmuştur. Net elektrik verimi hesabında, Eş.7.4.'de  $P_{el/brüt}$  yerine  $P_{el/net}$  yazılarak hesaplanır.  $P_{el/net}$ , 234 MW olduğundan, net santral elektrik verimi % 33 olarak bulunmuştur.

### **7.2.3. Özgül ısısal ve yakıtsal santral değerlendirme verileri**

Mevcut Santrallerin veya yeni kurulacakların en kısa yoldan verimliliğinin ve ekonomikliliğinin karşılaştırılması amacıyla uygulamada özgül ısısal ve yakıtsal parametresel değerler kullanılmaktadır. Bunlar santral veriminin tersi alınarak, ısı yerine ilgili ısısal ve yakıtsal birimlerin yerleştirilmesi ile elde edilir. Bu  $\text{kWh}_e$  başına tüketilen ısı ve yakıt değerleri kullanılarak, yıllık  $\text{kWh}_e$  birimindeki elektrik üretimleri verilmesi durumunda, yıl boyunca tüketilen yaklaşık yakıt tüketimleri doğrudan hesaplanabilir.

### Birim elektrik başına özgül ısı kullanım sayısı ÖİK

Özgül ısı kullanım sayısı aşağıdaki gibi termik santral veriminden hareket ederek ve ilgili birim dönüşümlerini yaparak belirlenir. Uygulamada genellikle kWh<sub>e</sub> başına tüketilen kcal cinsinden ısı kullanıldığından, bu birimdeki ÖİK hesabı aşağıda verilmiştir:

$$\text{ÖİK} = \frac{1}{\eta_{\text{tsnet}}} = \frac{Q_{\text{yakıt}}[\text{kW}_t]}{P_{\text{elbrüt}}[\text{kW}_{\text{el}}]} = \frac{1}{\eta_{\text{tsnet}}} \frac{[\text{kWh}_t]}{[\text{kWh}_{\text{el}}]} = \frac{1}{\eta_{\text{tsnet}}} \frac{860[\text{kcal}]}{[\text{kWh}_{\text{el}}]} \quad (7.8)$$

Tasarımlanan termik santralin net verimi  $\eta_{\text{tsnet}} = 0,33$  olduğuna göre bu değer Eş. 7.4'de yerine konularak, özgül ısı tüketimi 2 600 kcal/kWh<sub>el</sub> bulunmuştur.

### Birim elektrik başına özgül yakıt kullanım sayısı ÖYK

Özgül yakıt kullanım sayısı yakıt alt ısı değeri (Hu kcal/kg) kullanılarak, ÖİK üzerinden aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\text{ÖYK} = \frac{\text{ÖİK}}{H_u} = \frac{1}{\eta_{\text{tsnet}}} \frac{[\text{kWh}_t]}{[\text{kWh}_{\text{el}}]} \cdot \frac{1}{H_u} \frac{[\text{kg} - \text{yakıt}]}{[\text{kcal}]} = \frac{860}{\eta_{\text{tsnet}} H_u} \frac{[\text{kg} - \text{yakıt}]}{[\text{kWh}_{\text{el}}]} \quad (7.9)$$

Tasarımlanan termik santralde yakılan linyitin alt ısı değeri 1400 Kcal/kg olduğundan ÖYK sayısı 1 860 g/kWh<sub>el</sub> bulunmuştur. Bu değer brüt elektrik verimi içinde hesaplanabilir.

ÖYK değeri herhangi bir santralde, bir sonraki yıl için planlanan kWh/yıl elektrik üretimi için yıl boyu gerekli kömür miktarı önceden hesaplanabilir, kömür tedariki, taşınması, depolanması ve işlenmesi ile ilgili tüm faaliyetler önceden planlanabilir.

## **8. SANTRAL PARAMETRİK OPTİMİZASYONU VE EKSERJİ ANALİZİNE YÖNELİK SANTRAL SİSTEM YAPISININ SİMÜLASYONU**

Tasarım abağı ile oluşturulan buhar ısı – güç santralının sistem yapısının analiz, tasarımsal ve işletmesel parametrelerin optimizasyonu ile ilgili tüm korelasyonlar Böl. 2-9’ larda türetilmiş ve ayrıntılı biçimde irdelenmiştir.

### **8.1. Santral Sistem Yapısının Mollier Diyagramı Kullanılarak Modellenmesi ve Hesaplanması**

Tasarımlanan termik santralin sistem ve çevrim yapısı oluşturulmuş, akış ve bağlantı diyagramı çizilmiştir (Şekil3.3). Çevrim performansının entalpiler cinsinden analizini mümkün kılan sistemin h-s diyagramı Şekil 3.2’de ve türbin genişleme diyagramı Şekil 7.2’de gösterilmiştir. Bu Şekiller ve ilgili entalpi değerleri vb. kullanılarak tüm sistem elemanları boyutlandırılmış sistem termodinamik verileri ve performansları elle hesaplanmıştır. Mollier diyagramı kullanılarak elle yapılan modelleme hesapları ile ilgili önemli bazı santral elemanları verileri, Çizelge 8.2’de Thermoflex simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Bu tabloda ayrıca Thermoflex simülasyon sonuçlarının elle yapılan hesaplamalara kıyasla olan sapmaları yüzde olarak verilmiştir.

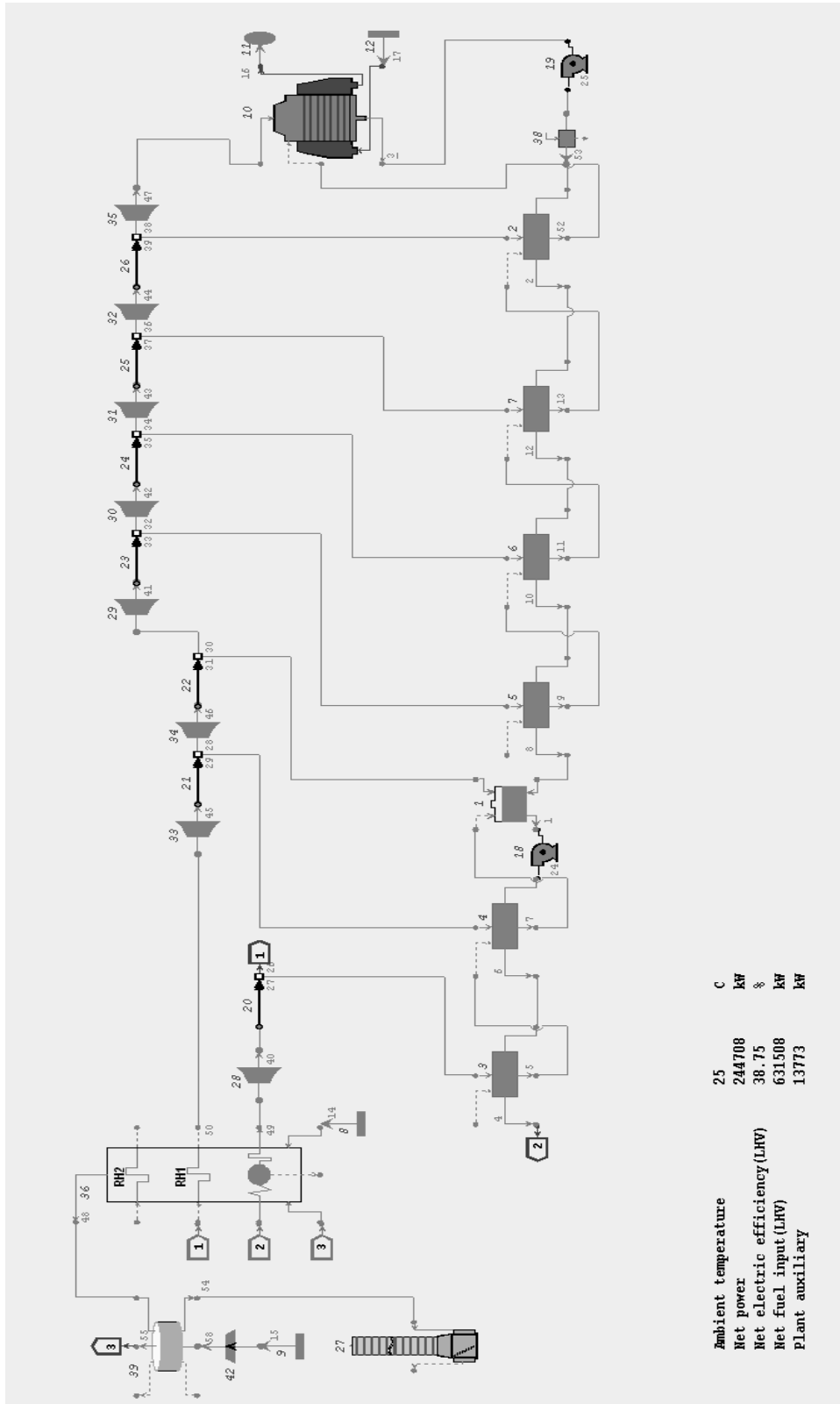
### **8.2. Santral Sistem Yapısının Paket Program Kullanılarak Simülasyonu**

Enerji verimliliğine yönelik çeşitli parametresel optimizasyon ve ekserji analizleri çok döngülü ve karmaşık modelleme ve bilgisayarda simülasyon işlemlerini gerektirmektedir. Böyle karmaşık işlemlerin yukarıda yapıldığı gibi elle gerçekleştirilmesi olanaksızdır. Bu nedenle, bu tür karmaşık bir sistem modelinin, bilgisayar da benzeşimleşmesi (programlanması), Mollier diyagramının oluşturulmasına esas olan diferansiyel denklemlerin doğrudan çözümünü zorunlu kılar. Literatürde bu denklemlerin çözümleri ile ilgili bazı paket programları verilmektedir. Bu programları da kullanılarak, buhar ısı – güç çevriminin bilgisayar da simülasyonu için kişisel özel program

paketlerinin (kod) geliştirilmesi mümkündür. Bu işlem, derin bilgisayar programlama ve nümerik çözüm bilgi, beceri ve uygulamalarına gerektirir. Uygulamacılar açısından, günümüz petrol fiyatlarına uygun yapıda ve yeni petrol koşulları ile karşılaşmadan, hızlı sistem tasarımı için, bu amaçla yazılmış ticari bilgisayar program paketlerinin (kodlarının) kullanması en etken yaklaşımdır. Bu çalışmada ticari bir program olan (Thermoflex) paket programı kullanılmıştır [17]. Bu program sayesinde, santral modellenip ve sistemin yapısal, işletmesel, çevresel vb. tüm tasarım parametrelerinin, çevrim verimine ve ısı – güç kapasitesine duyarlılığı sistematik biçimde analiz edilerek, günümüz petrol fiyatları yönünden maksimum sistem performansını sağlayacak ilgili tasarım parametreleri elde edilmiş olur. Bu amaç doğrultusunda tasarımılanan santralin sistem yapısı Thermoflex ile simülasyon çalışmaları için uygun hale getirilmiş ve blok diyagramı biçiminde Şekil 8.1’de verilmiştir. Bu Şekildeki her bir bloğun (komponent) Thermoflex dilinde kolayca modellenen ve bilgisayarda simülasyonu yapılabilmektedir. Tüm modelleme ve simülasyon işlemleri paket program kendisi tarafından gerekli giriş tasarım ve işletme verileri verilerek gerçekleştirilmektedir. Programa verilen giriş tasarım ve işletme verileri Çizelge 8.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 8.1. Tasarımlanan termik santralin Thermoflexde simülasyonu için girilmesi gereken veriler

Komponent	Gerekli girdiler
Kazan	Kazan verimi, buhar debisi ve sıcaklığı, hava fazlalık katsayısı, kömür besleme sıcaklığı ve basıncı ve kömürün özellikleri
Türbin	Türbin verimi, buhar giriş basıncı ve arabuhar basınçları
Yoğuşturucu	Yoğuşturucu basıncı, yaklaşım sıcaklığı ve aşırı soğuma sıcaklığı ve soğutma kulesinden gelen suyun sıcaklık artışı
Besleme suyu ön ısıtıcılar	Besleme suyu ön ısıtıcılarda suyun çıkış sıcaklığı, pinch point ve degazör yüksekliği
Pompalar	Pompalar verimi ve basınç artışı
Yakma havası ön ısıtıcısı	Hava çıkış sıcaklığı



Şekil 8.1. Tasarımlanan termik santralin sistem yapısının Thermoflex paket program uyarınca oluşturulması ve simülasyonu

Tasarımlanan santralin Thermoflex'le modellenmesi ve simülasyonu için gerekli giriş verileri verilerek, elde edilen başlıca santral termodinamik ve performans verileri hesaplanmış ve sonuçlar Çizelge 8.2'de verilmiştir.

Çizelge 8.2. Tasarımlanan termik santralle ilgili Thermoflex analiz sonuçları

Parametre	Birim	Hu	Ho
Net yakıt girdisi	[kW]	631508	804352
Brüt ısı aktarımı	[kJ/kWh]	8795	-
Net ısı aktarımı	[kJ/kWh]	9290	11833
Brüt verim	[%]	40.93	-
Net verim	[%]	38.75	30.42
Brüt güç	[kW]	258482	-
Net güç	[kW]	244708	-
Toplam iç tüketim	[kW]	13773	-

### 8.3. Santral Sistem Yapısının Mollier Diyagramı ve Thermoflex Uygulamalı Analiz Sonuçların Karşılaştırılması

Böl.8.1'de doğrudan Mollier diyagramı kullanılarak elle yapılan hesap sonuçları ile Böl.8.2'de Thermoflex programının simülasyon sonuçları önemli bazı sistem elemanları için ayrı ayrı hesaplanmış ve sonuçlar Çizelge 8.3'de karşılaştırılmıştır.

Çizelge 8.3. Termik santralin Mollier diyagramı uygulamalı elle hesaplama ve Thermoflex analizleri sonucu elde edilen bazı tasarım sonuçlarının karşılaştırılması

Parametrele	Birim	Thermoflex (T)	El (E)	Sapmalar [%] (T-E/E*100)
Hu	[kJ/kg]	5854	5876,3	-0,38
$\dot{m}_{BS}$	[kg/s]	196,6	203,75	-3,5
$T_{Hava.On}$	[°C]	26,6	30	-11
$Q_{EKO}$	[MW]	109,5	121,8	-10
$Q_{Buh}$	[MW]	153	131,6	+16
$Q_K$	[MW]	182,4	187	-2,4
$Q_{AK}$	[MW]	97,2	99,24	-2
$Q_{Kazan}$	[MW]	542,2	539,75	+0,45



Çizelge 8.3. (devam) Termik santralin Mollier diyagramı uygulamalı elle hesaplama ve Thermoflex analizleri sonucu elde edilen bazı tasarım sonuçlarının karşılaştırılması

$Q_{\text{Hava.on}}$	[MW]	68	70	-2,8
$T_{\text{Baca}}$	[°C]	180	152	+18
$Q_{\text{Yog}}$	[MW]	286	274	+4,4
$\dot{V}_h$	[kg/s]	296	249	+18,7
$\dot{W}_{\text{Pompa}}$	[MW]	7,06	7,16	-1,4
$\dot{W}_{\text{Turbin}}$	[MW]	262	259	+1,16
$\eta_{\text{IGS}}$	[%]	38,75	37,48	+3,4
$\dot{m}_{\text{Yakit}}$	[kg/s]	118,2	107,5	+9,9
$\dot{V}_G$	[kg/s]	386,2	343,7	+12,3
Toplam ortalama sapma	[%]	-	-	6,9

Çizelge 8.2’de görüldüğü gibi Thermoflex paket programı tasarımılanan termik santralin davranışını, elle yapılan hesaplara kıyasla ortalama %7 bir sapma ile belirlemektedir. Bu sapmalar bazı sistem elemanlarında %1’e kadar düşmektedir. Bu nedenle bundan sonar yapılacak, elle yapılması mümkün olmayan çok karmaşık ve zor sistem parametrik optimizasyonları ve ekserji analizlerinin Thermoflex’e yapılmasının uygun olduğu kanıtlanmıştır. Bu nedenle bundan sonraki tüm analizler Thermoflex paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

## 9. TASARIMLANAN TERMİK SANTRALDE ÇEŞİTLİ YERLİ LİNYİTLER YAKILARAK ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE EMİSYON KONTROLÜNE YÖNELİK EKSERJİ VE DUYARLILIK ANALİZLERİ

Enerji tüm yaşamsal ve teknik oluşum, faaliyet, işlem ve süreçlerin gerçekleşmesinde birinci derece etken olan aracın genel ismidir. Yaşamsal süreçlerle ilgili enerji türleri biyolojik, teknik ve teknolojik süreçleri ile ilgili enerji türlerine ise teknik enerji olarak isimlendirilir. Biyolojik enerjinin ham maddesi besin (örn. ceviz), teknik enerjinin ham maddesi ise yakıttır (örn. kömür). Besinlerden ısı, düşük sıcaklık (örn. 36 °C) biyolojik yanma ile, teknik yakıtlardan ısı ise yüksek sıcaklık (örn. > 1000 °C) teknik yanma ile elde edilir. Biyolojik yanma emisyonları sadece H<sub>2</sub>O ve CO<sub>2</sub> olmasına karşın, teknik yanma emisyonları ise bunlara ilave olarak, her türlü katı, sıvı ve gaz biçiminde çevre sağlığını tehdit eden karmaşık oluşum mekanizmalı ve yapılı emisyonları içerir. Bu çalışma teknik yakıtları (katı, sıvı ve gaz), teknik yanma ve emisyonları, yakıtın içerdiği kimyasal enerjinin diğer doğrudan kullanılabilen enerji türlerine (ısı, mekanik ve elektrik enerjisi) kapsar. Enerjinin işe dönüşebilen bölümüne ekserji veya iş potansiyeli denir. Bizim amacımız tüm enerji kaynaklarının (örn. Fosil, nükleer, yenilenebilir yakıtlar) en az çevresel olumsuz etkiyle işe, yani mekanik enerjiye, dönüştürülerek ekonomik ve sosyal faaliyetlerinin sürdürülebilirliğinin sağlanmasıdır.

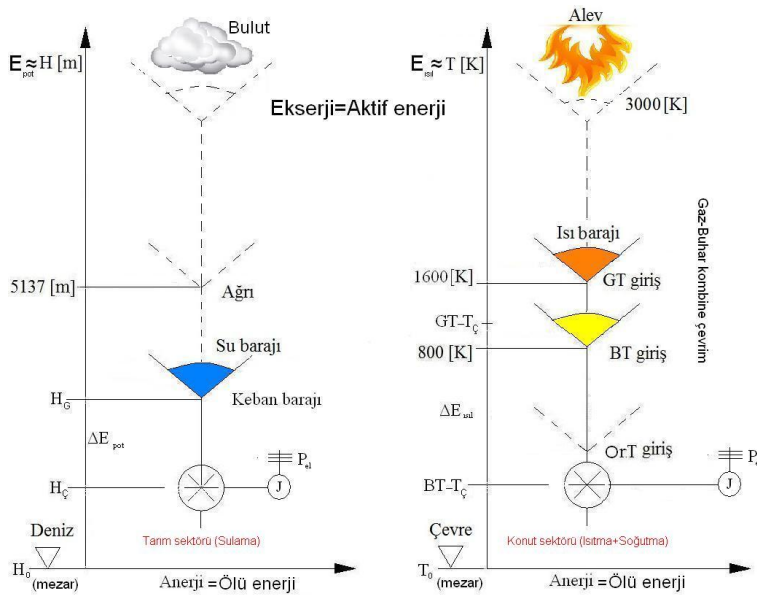
İş potansiyeli bağlamında enerji veya enerji ham maddesi olan yakıt, işe dönüştürülebilir bölümü *ekserji* (aktif enerji), dönüştürülemeyen bölümü *anerji* (ölü enerji)'den oluşur. Anerji cevizde olduğu gibi ısı bağlamında da değeri olmayan bir kabuktur. Çevrimsel olarak giren ısının ekserjisinin, anerjiden (ısı kabuğu) ayrılarak işe dönüşümünün sürdürülebilirliğinin sağlanabilmesi için, çevrim çıkışında tamamına yakınının iş potansiyelin olmadığı ısı kabuğunun (anerji) soğutma sistemi üzerinden atılarak, döngesel ısı ve kütle akış dengesinin sağlanması zorunludur. Ancak kuramsal olarak düşünülebilen tersinir karnot çevrimi, çevrime sunulan ısının ekserjisini tamamen ayırarak işe dönüştürür, geri kalan anerjisini ise (ısı kabuğu) ısı mezar olan çevreye iletir.

Isıl güç çevrimlerinde, yakıtın yanması süreci ile doğan, maddesel özelliklerden tamamen kurtulan ısı ekserjisinin işe dönüşümü, sadece güç akışkanı genişleme sürecinin gerçekleştiği türbinde oluşur ve bundan sonraki enerji dönüşüm ilişkileri ikinci yasa yani ekserji analizlerinin kapsamına girer ve birinci yasa analizleri bu ilişkilerin aydınlatılmasında yetersizdir. Yakıt ekserjisinin, mekanik enerjiye dönüşüm potansiyeli, yakıt ısısının güç akışkanı üzerinden türbine ulaşabilen bölümüne ve türbin giriş sıcaklığına bağlıdır. Yararlanabilen ekserji doğrudan sıcaklığa bağlı olduğundan, yanmada oluşan ısının tümü türbine ulaşabilir, teorik yanma sıcaklığından, türbin giriş sıcaklığına kadar olan sıcaklık düşmesi, türbin öncesi ekserji kayıplarını gösterir. Teorik yanma sıcaklıkları 2000 °C ve üzeri olabilmesine karşın, türbin malzemesi sıcaklık dayanımı neden ile türbin giriş sıcaklığı günümüzde gaz türbinlerinde en fazla 1500 °C, buhar türbinlerinde ise teknolojik nedenlerle 550 °C dolayında tutulması zorunludur. Bu nedenle esas ekserji kayıp merkezi yanmanın ve ısı transferinin olduğu yanma odaları ve kazanlardır. Soğutma sistemleri ise ısıl kabuk birikim ve aktarım üniteleridir. Bu nedenle kazanlarda ekserji kayıpları genelde % 80, soğutma sistemlerinde (yoğuşturucu-soğutma kulesi) % 5'ler dolayındadır. 1970 'lere kadar birinci yasa düşünme alışkanlığı ile bunun tam aksi algılamalar söz konusu olmasına karşın, günümüzde ikinci yasa analizleri bu gerçeği ortaya koymuştur. Enerji verimliliği olarak karşımıza çıkan yaşamsal çabaların aslında ekserji verimliliği sorunu olduğu kanıtlanmış ve gerçek enerji verimliliği çalışmalarının gerçekçi yöntem ve kapıları açılmıştır [24-27].

Bu çalışmada ilgili ve gerekli geniş kapsamlı ekserji analizleri önce tasarımılanan termik santralde Kangal linyiti kullanıldığı esas alınarak yapılmıştır. Elde edilen enerji ekonomisi yönünden önemli veri ve bilgi birikimi kullanılarak, bu analizler aynı santral kazanında 9 çeşit daha yerli düşük kaliteli linyit yakılarak tekrarlanmış ve sonuçlar irdelenmiştir.

### 9.1. Ekserji Analizi Termodinamik Temelleri ve Kangal Linyitinin Yakıldığı Termik Santrale Uygulanması

Kütlesel hidrolik enerjisinin işe dönüşüm potansiyeli, türbin girişi-deniz seviyesi arasındaki kütlesel düşü (yükseklik farkı)  $h$  ile ifade edildiği gibi, ısı enerjisinin iş potansiyeli (ekserjisi) benzer şekilde türbin giriş-çevre sıcaklığı arasındaki, sıcaklıksal düşü (sıcaklık farkı)  $T$  ile ifade edilir (Şekil 9.1). Yağmurdaki kütlesel hidrolik potansiyel türbin girişine kadar nasıl düşer ise, teorik yanma sıcaklığı ile doğan ısının ekserjisi de, türbin giriş sıcaklığına kadar o kadar düşer ve bu sıcaklık düşmesi sonucu büyük ekserji kayıpları oluşur. Bu hidrolik-ısı güç Santralleri karşılaştırılmasından görüldüğü gibi, iş veya mekanik enerji üretimi, yüksek ekserji deposu (ısı ve hidrolik baraj) ile yüksek enerji deposu (ısı mezarı) arasında konumlanan iş ureteç (türbin) üzerinden gerçekleştirilebilir. Bunun için çevrim enerji kütle dengesi ile ekserji akışının güvence altına alınması gerekir.

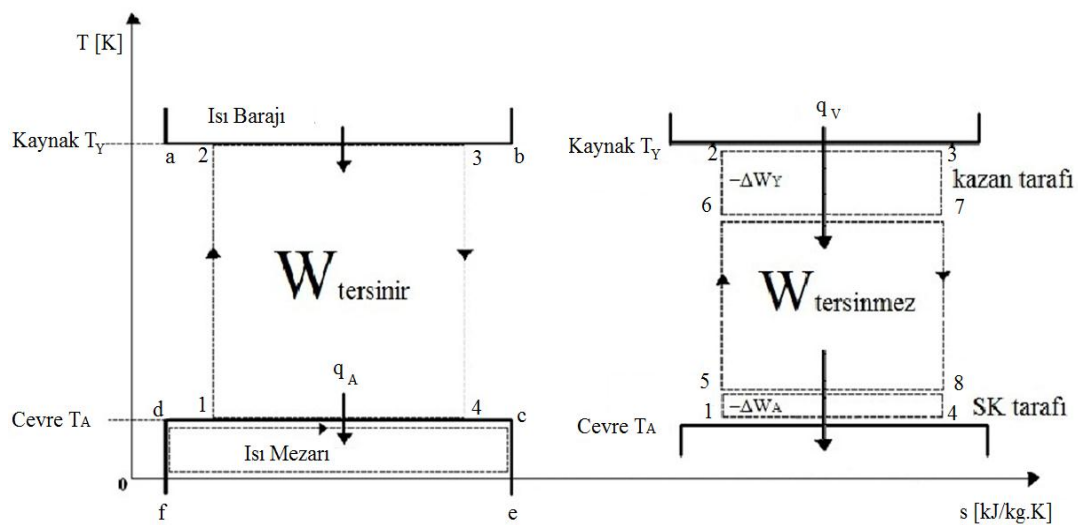


Şekil 9.1. Hidrolik-Isı güç santrallerin ekserji yaklaşımı ile karşılaştırılması

Şekil 9.2’de ısı transferi kaynaklı, kazan ve soğutma kulesi tarafındaki ekserji kayıpları sırasıyla  $-\Delta W_Y$  ve  $-\Delta W_A$  alan olarak gösterilmiştir. Bu alanlar türbin girişi öncesi ve türbin çıkışı sonrası toplam ekserji kayıplarını  $E_D$  göstermektedir. Tersinmez (gerçek) çevrimde üretilen iş, tersinir (ideal) çevrimde üretileninin çok

altındadır. Isı transferi dışında, başlıca tersinmezlik kaynakları; sürtünme, basınç, konsantrasyon, sıcaklık değişimleri vb. diğer kaynaklardır. Uygun sistem tasarımı, optimizasyonu ve sistem işletmesi ile bu tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji kayıplarının en aza indirilmesi enerji mühendisliğin başlıca uğraş alanıdır [13].

Ekserji analizleri ve optimizasyonu, ekserji kayıplarının önemine göre sıralarının, oluşum yerlerinin ve boyutlarının belirlenmesinde, sırası ile bunların azaltılmasına yönelik mühendislik yaklaşımlarının belirlenmesi ve uygulanmasında başlıca araçtır.



Şekil 9.2. İdeal tamamen tersinir bir Carnot çevrim ile ısı transferi kaynaklı kısmi tersinmezlik içeren tersinmez bir Carnot çevriminde üretilen mekanik enerjinin çevrim alanları üzerinden karşılaştırılması

Bu bölümdeki ikinci yasaya veya bir diğer tanım ile ekserji analizini gelişimine göre yapılan çalışmada, Thermoflex'e tasarlanan santralin verileri kullanılarak, santralin ünite-ünite ekserji analizleri yapılmıştır. Her bir komponentteki ekserji kaybı (exergy destruction,  $\dot{E}_D$ ) ve ikinci yasa bağlamında ekserji verimi ( $\eta_{II}$ ) aşağıda belirtilen formüller yardım ile hesaplanmıştır. Bir kontrol hacmi için genel ekserji denklemi eşitlik 9.1'de verilmiştir [26]:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \sum_j \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left( \dot{W}_{cv} - p_0 \frac{dV_{cv}}{dt} \right) + \sum_g \dot{m}_g e_g - \sum_{\phi} \dot{m}_{\phi} e_{\phi} - \dot{E}_D \quad (9.1)$$

Bu çalışmada söz konusu santral ile ilgili ekserji analizleri tam yük ve kararlı işletme koşullarında yapıldığı için,  $dE_{cv}/dt$  ve  $dV_{cv}/dt$  terimlerin sıfır kabul edilmiştir. Buna göre Eş. 9.1 yeniden düzenlenerek;

$$0 = \sum_j \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - (\dot{W}_{cv}) + \sum_g \dot{m}_g e_g - \sum_\varphi \dot{m}_\varphi e_\varphi - \dot{E}_D \quad (9.2)$$

$$\dot{E}_D = \sum_j \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - (\dot{W}_{cv}) + \sum_g \dot{E}_g - \sum_\varphi \dot{E}_\varphi \quad (9.3)$$

Eşitlikleri elde edilmiştir. Eş. 9.3 her bir sistem elemanında toplam ekserji kaybını tanımlamakta ve tüm elemanlarda ekserji kayıplarının hesaplanmasında kullanılmaktadır. Bu eşitlikte,  $\dot{E}_g$  ve  $\dot{E}_\varphi$ ; sırasıyla ünitenin giriş ve çıkışındaki ekserji aktarım debisini veya oranını,  $\dot{Q}_j$ ; her bir ünite veya bir bölümünde dış yüzey (sınır) sıcaklığının  $T_j$  olduğunda, dış yüzeyden çevreye olan ısı kaybı akısını,  $\dot{W}_{cv}$ ; ünite iş (güç) aktarımını  $\dot{E}_D$  ise ilgili sistem elemanında, yukarıda belirtilen çeşitli türlerde meydana gelen tersinmezlik kaynaklı ekserji kayıplarını tanımlar.

Manyetik, elektrik, nükleer ve yüzey gerilim etki kaynaklı ekserjilerin söz konusu olmadığı termik santral vb. durumlarda sistemde oluşan başlıca ekserji türleri; termomekanik (fiziksel), kimyasal-mekanik (kimyasal), potansiyel ve kinetik türden olmak üzere 4 grupta toplanabilir. Herhangi bir sistem noktasındaki toplam  $\dot{E}$  aşağıdaki gibi belirlenebilir:

$$\dot{E} = \dot{E}^{TM} + \dot{E}^{KM} + \dot{E}^{PT} + \dot{E}^{KN} \quad (9.4)$$

Ekserjinin genişleme süreci ile işe dönüştüğü santral ünitesi giriş ve çıkışları arasındaki yükseklik ve hız farklı kaynaklı ekserji değişimlerinin toplam ekserji akışına olan oranının ihmal edilebilecek derecede küçük olması neden ile potansiyel ve kinetik ekserjiler, ekserji dengesinde dikkate alınmaz. Böylelikle, Eş. 9.4 çok daha

basit bir biçime dönüşür (Eş. 9.5). Eş. 9.5 tüm santral elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki toplam ekserji debilerinin, özgül termo-mekanik ( $e^{TM}$ ) ve özgül kimyasal-mekanik ekserji ( $e^{KM}$ ) ekserjileri ile bu ekserjileri taşıyan ilgili akışkanın kütleli debileri kullanılarak, aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{E} = \dot{E}^{TM} + \dot{E}^{KM} = \dot{m}e = \dot{m}e^{TM} + \dot{m}e^{KM} \quad (9.5)$$

Eş. 9.5'deki özgül termo-mekanik ekserji, akışkanın sırası ile kendi sıcaklığındaki ve çevre sıcaklığındaki entalpileri,  $h$  ve  $h_0$ , aynı sıcaklıklardaki entropileri  $s$  ve  $s_0$  ile çevre sıcaklığı ( $T_0$ ), kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$e^{TM} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (9.6)$$

Böylelikle herhangi bir noktadaki toplam ekserji aşağıda verildiği gibi hesaplanır:

$$\dot{E} = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0) + e^{KM}] \quad (9.7)$$

Eş. 9.7'de genel özgül termo-mekanik ekserji, Eş.9.6 üzerinden herhangi bir akışkanın ve çevrenin termo-mekanik verileri kullanılarak, hesaplanabilir. Birim kütle başına özgül kimyasal-mekanik ekserjinin ( $e^{KM}$ ) belirlenmesi ise, molar temeldeki kimyasal (stökiyometrik) kütle dengeleri üzerinden hesaplanmış ve sonuçları tablolar biçiminde literatürde verilmiş kaynaklardan elde edilmesi gerekir. Aynı maddeden oluşan akışkanların (besleme suyu, kızgın buhar ve yağ buhar) termo-mekanik özgül ekserjileri Mollier diyagramları vb. tablolardan, kimyasal ekserjileri ise yukarıda bahsi edilen molar bazlı özel tablolardan alınarak ilgili molar/kütleli dönüşüm faktörleri ile çarpılarak kolayca bulunur [26 ve 27]. Yakma havası, yanma gazları ve yakıt gibi çeşitli molekülse karışımlardan oluşan akımlarda hem özgül termo-mekaniksel hem de özgül kimyasal ekserjilerin hesaplanması zor ve zahmetli işlemler gerektirir. Aşağıda karışimsal özgül termo-mekanik ve kimyasal ekserjilerinin hesaplanması, hava, yanma gazı ve yakıt için ayrı ayrı incelenmiştir.

### 9.1.1. Hava ve yanma gazı karışımlarının özgül ekserjilerinin hesaplanması

#### Özgül termo-mekanik ekserjinin hesaplanması[26]

Hava ve yanma gazları termo-mekanik ekserjileri bulunabilmesi için önce ilgili gaz karışımlarının kendi sıcaklığında (T) ve çevre sıcaklığındaki (T<sub>0</sub>) entalpi (h, h<sub>0</sub>) ve entropilerinin (s, s<sub>0</sub>) bulunması gerekir. Gaz karışımlarını oluşturan bileşenlerin entalpi ve entropileri molar bazda verildiği için önce bu veriler kullanılarak, ilgili karışımların entalpi ve entropileri aşağıdaki gibi hesaplanır:

Karışım molar entalpisi:

$$\bar{h}_{\text{gaz}} [\text{kJ/kmol}] = \sum_k x_k \bar{h}_k \quad (9.8)$$

Bileşen molar entalpi (h<sub>k</sub>) sıcaklığa bağlı, özgül ısı ve sıcaklığın çarpımından oluşan doğrusal olmayan bir davranış gösterdiğinden, herhangi bir sıcaklıktaki entalpinin doğrudan hesaplanmasının mümkün kılınması için, deneysel bulunan, c<sub>p</sub>(T) eğrisi, 3'üncü mertebeden eğri uydurma yaklaşımı ile elde edilen eşitlik kullanılarak, aşağıdaki gibi yaklaşık olarak hesaplanabilir [26].

$$\bar{h}_k [\text{kJ/kmol}] = c_{pk}(T) \cdot T = 10^3 \left[ H^+ + a \frac{T}{1000} + \frac{b}{2} \left( \frac{T}{1000} \right)^2 - c \frac{1000}{T} + \frac{d}{3} \left( \frac{T}{1000} \right)^3 \right] \quad (9.9)$$

Eş. 9.9'daki serisel parametreler H<sup>+</sup>, a, b, c ve d, her bir bileşen için literatürde ayrı ayrı verilmiştir.

Karışım molar entropisi:

$$\bar{s}_{\text{gaz}} [\text{kJ/kmol K}] = \sum_k x_k \bar{s}_k \quad (9.10)$$



Karışımı oluşturan her bir bileşenin sıcaklığa ve basınca bağlı molar entropileri, basınç düzeltmesi dikkate alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\bar{s}_k [\text{kJ/kmol K}] = \bar{s}_k^* - \bar{R} \ln \frac{x_k P_k}{P_{\text{ref}}} \quad (9.11)$$

Eş. 9.11'da verilen, yalnız sıcaklığa bağlı bileşen entropisi ( $\bar{s}_k^*$ ), sıcaklığa bağlı  $c_p$  eğrisinin, entalpidekine benzer eğri yaklaşım yöntemi ile elde edilen yaklaşım denklemi kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\bar{s}_k^* [\text{kJ/kmol K}] = S^+ + a \ln T + b \frac{T}{1000} - \frac{c}{2} \left(\frac{T}{1000}\right)^{-2} + \frac{d}{2} \left(\frac{T}{1000}\right)^2 \quad (9.12)$$

Eş. 9.12'deki serisel parametreler  $S^+$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$  ve  $d$ , her bir bileşen için literatürde ayrı ayrı verilmiştir.

#### Özgül kimyasal-mekanik ekserjinin hesaplanması [26, 27]

Hava, yanma gazı vb. karışımların molar özgül kimyasal-mekanik ekserjileri aşağıdaki toplamsal eşitlik ile hesaplanır:

$$\bar{e}_{\text{Gaz}}^{\text{KM}} [\text{kJ/kmol}] = \sum_k x_k \bar{e}_k^{\text{KM}} + \bar{R} T_0 \sum_k x_k \ln x_k \quad (9.13)$$

Burada  $\bar{e}_k^{\text{KM}}$ ;  $k$  gaz bileşeni için literatürde verilen tablolarından elde edilen molar özgül kimyasal-mekanik ekserjiyi ve  $x_k$  ise bileşenin hacimsel molar oranını tanımlar.

Havanın bileşen hacimsel oranları ( $x_k$ ) bilinmekle beraber, yanma gazları hacimsel oranları; yakıt, yakma sistemi ve ilgili hava fazlalık katsayıları dikkate alınarak yapılan özgül yaş yanma gazı hacmi hesaplarından elde edilir (Böl.4.2).

### 9.1.2. Yakıtın özgül ekserjilerinin hesaplanması

Ekserji analizlerinde sisteme beslenen yakıtlarında termo-mekanik ve kimyasal-mekanik ekserjilerinin hesaplanması gerekir. Genelde yakıtlar çevre sıcaklığına ve basıncına yakın termodinamik verilerle sisteme beslendiğinden, çevreye olan ısısal ve basınçsal iş potansiyelleri sıfır kabul edilebilir. Yakıt sıcaklık ve basıncının (örn. Kombine çevrim Santralleri) çevre verilerinden çok farklı olması durumunda, bunların termo-mekanik ekserjiye olan etkileri dikkate alınmalıdır. Bu çalışmada söz konusu olan linyitler yaklaşık çevre basıncı ve sıcaklığında santrale beslendiği için bunların özgül termo-mekanik ekserjileri dikkate alınmamıştır.

#### Linyitin özgül molar kimyasal-mekanik ekserjisinin hesaplanması [26]

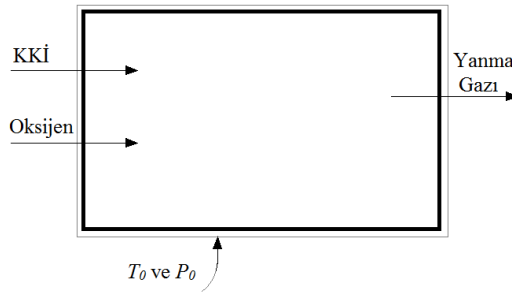
Kömürün kimyasal-mekanik ekserjisi, kuru ve kül içermeyen (KKİ) üst ısıl değeri ( $Ho_{KK}$ ) ve mutlak entropisi ( $s_{KK}$ ), çevre sıcaklığı ve saf kömürün teorik yanması sonucu oluşan yanma gazları ve yakma oksijeninin molar kimyasal-mekanik ekserjileri ve entropileri dikkate alınarak kaynak [26]' ye göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$e_{KK}^{KM} [\text{kJ/kmol}] = Ho_{KK} + [v_{CO_2} \bar{e}_{CO_2}^{CH} + v_{H_2O} \bar{e}_{H_2O}^{CH} + v_{SO_2} \bar{e}_{SO_2}^{CH} + v_{N_2} \bar{e}_{N_2}^{CH} - v_{O_2} \bar{e}_{O_2}^{CH}] - T_0 [s_{KK} + v_{O_2} \bar{s}_{O_2} - v_{CO_2} \bar{s}_{CO_2} - v_{H_2O} \bar{s}_{H_2O} - v_{SO_2} \bar{s}_{SO_2} - v_{N_2} \bar{s}_{N_2}] \quad (9.14)$$

Eş. 9.14'da verilen saf kömürün MJ/kg cinsinden üst ısıl değeri, Çizelge 9.1'de saf kömür için verilen bileşenlerin molar yüzde oranları kullanılarak, aşağıda verilen ve deneylerle doğrulanan deneysel eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır.

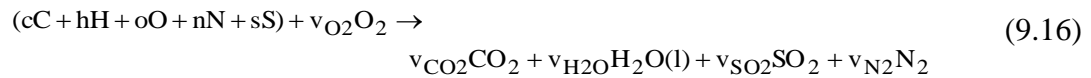
$$(Ho)_{KK} = [152,19H + 98,767][(C/3) + H - (O - S)/8] = 23859,63 [\text{kJ/kg}] \quad (9.15)$$

Eş. 9.15'da kömürün kimyasal-mekanik ekserjisinin hesaplanması için gerekli yanma gazı, yakma havası oksijeni parametreleri ( $v_{O_2}$ ,  $v_{CO_2}$ ,  $v_{H_2O}$ ,  $v_{SO_2}$  ve  $v_{N_2}$ ), saf kömürün Şekil 9.3'de verilen ve kimyasal-mekanik ekserjisi hesaplanmasına esas olan kontrol hacmi (yanma odası) yardım ile hesaplanır.



Şekil 9.3. Kömürün kimyasal-mekanik ekserjisi hesaplanmasına esas olan kontrol hacmi

Söz konusu ideal yalıtılmış kontrol hacmine, saf kömür ve oksijen girerek, ideal yanma koşullarında yanma reaksiyonu oluşur, açığa çıkan teorik yanma gazları, yanma odasında çıkar. İlgili yanma reaksiyonunu tanımlayan stökiyometrik kimyasal kütle denge eşitliği aşağıda verilmiştir [26]:



Bu kimyasal eşitliğin girdisel parametreleri ilgili saf kömürün bilinen kmol/kg cinsinden molar bileşen analizleri olan; c, h, o, n ve s değerlerinden (Çizelge 9.1) oluşmakta, bilinmeyen ve hesaplanması istenen, çıktısız parametreler;  $v_{O_2}$ ,  $v_{CO_2}$ ,  $v_{H_2O}$ ,  $v_{SO_2}$  ve  $v_{N_2}$  olup, elementsel parametrik girdi, çıktı dengesi oluşturmak sureti ile Eş. 9.14'den hesaplanmaktadır.

Çizelge 9.1. Kuru ve külsüz saf Kangal kömürünün analiz değerleri

Ham kömür bileşenleri	Ham kömür bileşen kütle oranları	Kuru ve kül içermeyen (KK) kömürün kütle ve molar bileşen oranları	
		Molar yüzde oranları	kmol/kg
C	19.7	0.617	0.0514
H	1.55	0.049	0.0485
O	8.81	0.276	0.0172
N	0.58	0.018	0.0013
S	1.29	0.040	0.0013
Kül	16.07	0	0
H <sub>2</sub> O	52	0	0

Parametrik girdi-çıkıti eşitlenmesi ile elde edilen çiktısal parametrelerin değerleri aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$\begin{aligned} v_{\text{CO}_2} &= c & v_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{1}{2}h & v_{\text{SO}_2} &= s & v_{\text{N}_2} &= \frac{1}{2}n \\ v_{\text{O}_2} &= c + \frac{1}{4}h + s - \frac{1}{2}o \end{aligned} \quad (9.17)$$

Yanma gazların ekserjilerinin hesaplanmasında olduğu gibi burada da, Eş. 9.16'deki yanma reaksiyon sonucu oluşan gaz bileşenlerinin özgül molar kimyasal-mekanik ekserjileri ve molar entropileri hesaplanmış, sonuçlar aşağıda verilmiştir:

Kimyasal-mekanik ekserjiler;

$$\bar{e}_{\text{O}_2}^{\text{CH}} = 3,951 [\text{kJ} / \text{kmol K}] \quad \bar{e}_{\text{CO}_2}^{\text{CH}} = 14,176 [\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

$$\bar{e}_{\text{SO}_2}^{\text{CH}} = 301,939 [\text{kJ} / \text{kmol K}] \quad \bar{e}_{\text{N}_2}^{\text{CH}} = 0,639 [\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

$$\bar{e}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{CH}} = 0,045 [\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

Entropiler;

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = 205,15 [\text{kJ} / \text{kmol K}] \quad \bar{s}_{\text{CO}_2} = 213,79 [\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

$$\bar{s}_{\text{SO}_2} = 248,09 [\text{kJ} / \text{kmol K}] \quad \bar{s}_{\text{N}_2} = 191,61 [\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}} = 69,95 [\text{kJ} / \text{kmol K}]$$

Kuru ve kül içermeyen kömür için mutlak entropi ise yaklaşık olarak aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanabilir:

$$s_{KK} = c[37,1653 - 31,4767 \exp(-0,5646 \frac{h}{c+h}) + 20,1145 \frac{o}{c+n} + 54,311 \frac{n}{c+n} + 44,6712 \frac{s}{c+n}] = 1,41 [\text{kJ} / \text{kg}_{KK} \text{K}] \quad (9.18)$$

Saf kömür üst ısı değerini, yanma gazı kimyasal–mekanik ekserji parametreleri ve entropileri, çevre sıcaklığı ve saf kömür mutlak entropisi Eş. 9.16'ya konularak, saf Kangal kömürün kimyasal-mekanik ekserjisi  $e_{KK}^{KM} = 26\,000 \text{ kJ/kg}$  bulunur.

Ham kömür; yaklaşık %32 saf kömür, % 52 nem ve % 16 külden oluşmaktadır (Çizelge 9.2). Yaş kömürün kimyasal-mekanik ekserjisi ilgili ham kömür içerik oranları ve kimyasal-mekanik ekserjileri dikkate alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$e_{HK}^{KM} [\text{kJ} / \text{kmol}] = x_{KK} \cdot e_{KK}^{CH} + x_{su} \cdot \bar{e}_{su}^{km} + x_{kül} \cdot \bar{e}_{kül}^{km} \quad (9.19)$$

Külün kimyasal-mekanik ekserjisi dikkate alınmayarak, santralde yanma odasına beslenen ham kömürün kimyasal-mekanik ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanabilir

$$e_{HK}^{KM} = 0,3193 e_{KK}^{KM} + 0,52 \frac{\bar{e}_{H_2O(l)}^{KM}}{18,015} = 8\,407,2 [\text{kJ} / \text{kg}] \quad (9.20)$$

Ham kömürün gerçek kimyasal-mekanik ekserjisi, yakıt alt ısı değeri ve Eş. 4.1.b'de hesaplanan üst ısı değerlerinin arasında bulunmaktadır. Linyitin kimyasal-mekanik ekserji hesapları akademik yönü ağır kapsamlı hesaplamalar gerektiğinden, tasarım ve işletme ile uğraşan uygulayıcı mühendisler için bu ekserji değeri; kömür oksijen içeriğine bağlı olarak üst ve alt ısı değerleri için belirlenmiş bir katsayı ile çarpılarak, hesaplanmış üst ve alt ısı değerlerden doğrudan elde edilebilir. Gelecekteki bölümlerde bu ekserji değerinin alt ve üst ısı değere bağlı olarak Türk linyitler için nasıl belirlenebileceği incelenecektir.

Böylece santralin bütün alt ünitelerindeki giren ve çıkan ekserji değerleri hesaplanabilir. Santralin herhangi bir noktasındaki toplam ekserji değeri; o noktadaki

maddesel akışın debisi, özgül termo-mekanik ve kimyasal-mekanik ekserjilerinin yardımı ile aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\dot{E}_j = \dot{m}e_j^{TM} + \dot{m}e_j^{KM} = \dot{m}[h_j - h_0 - T_0(s_j - s_0) + e_j^{KM}] \quad (9.21)$$

Eş. 9.21; santralin ekserji ekonomisi yönünden önemli tüm noktalarına uygulanmış, elde edilen ilgili tüm ekserjisel ve termodinamik verileri Çizelge 9.2’de toplu olarak verilmiştir.

Çizelge 9.2. Santralin ekserji ekonomisi yönünden önemli tüm noktalarındaki termodinamik ve ekserjisel veriler

No	Drm*	T [°C]	P [kpa]	m [kg/s]	M [kg/kmol]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	h <sub>o</sub> [kJ/kg]	s <sub>o</sub> [kJ/kg K]	E <sup>TM</sup> [MW]	E <sup>KM</sup> [MW]	E <sup>Toplam</sup> [MW]
1	Su	255	19400	196,6	18,02	1109,96	2,838	104,89	0,367	52,76	34,05	86,81
2	Bu*	540	19400	196,6	18,02	3369	6,318	104,89	0,367	29,95	34,05	327
3	Bu	320,8	4529	182,2	18,02	2999,38	6,375	104,89	0,367	201,05	31,56	232,61
4	Bu	540	4080	182,2	18,02	3536,14	7,192	104,89	0,367	254,44	31,56	285,99
5	Bu	320,8	4529	14,4	18,02	2999,38	6,375	104,89	0,367	15,89	2,49	18,38
6	Bu	475,6	2698	9,49	18,02	3405,34	7,215	104,89	0,367	11,95	1,64	13,59
7	Bu	370,5	1283	7,51	18,02	3195,96	7,249	104,89	0,367	7,80	1,30	9,10
8	Bu	291,6	684,4	9,64	18,02	3041,76	7,281	104,89	0,367	8,44	1,67	10,11
9	Bu	196,7	287	9,7	18,02	2859,36	7,322	104,89	0,367	6,61	1,68	8,29
10	Bu	102,9	101,4	8,6	18,02	2681,86	7,370	104,89	0,367	4,21	1,49	5,70
11	Su/Bu	68,08	28,7	8,11	18,02	2504,17	7,435	104,89	0,367	2,37	1,40	3,77
12	Su/Bu	33,16	5,08	129,2	18,02	2305,14	7,551	104,89	0,367	7,54	22,38	29,92
13	Su	31,18	5,08	165,2	18,02	130,72	0,453	104,89	0,367	0,05	28,61	28,66
14	Su	31,41	1546,4	165,2	18,02	131,68	0,456	104,89	0,367	0,05	28,61	28,66
15	Su	63	1505	165,2	18,02	263,69	0,869	104,89	0,367	1,55	28,61	30,16
16	Su	98	101,4	27,94	18,02	410,60	1,284	104,89	0,367	0,91	4,84	5,74
17	Su	66,11	28,7	36,05	18,02	276,71	0,907	104,89	0,367	0,39	6,24	6,64

Çizelge 9.2. (Devam) Santralin ekserji ekonomisi yönünden önemli tüm noktalarındaki termodinamik ve ekserjisel verileri

18	Su	95	1463,6	165,2	18,02	397,96	1,250	104,89	0,367	4,94	28,61	33,55
19	Su	130	287	19,34	18,02	546,32	1,634	104,89	0,367	1,23	3,35	4,58
20	Su	129	1422,3	165,2	18,02	542,04	1,624	104,89	0,367	10,33	28,61	38,94
21	Su	162,1	684,4	9,64	18,02	684,67	1,964	104,89	0,367	1	1,67	2,67
22	Su	161,1	1380,9	165,2	18,02	680,33	1,954	104,89	0,367	16,94	28,61	45,55
23	Su	191	1380,9	196,6	18,02	812,08	2,245	104,89	0,367	28,95	34,05	63,00
24	Su	226,1	2698	23,88	18,02	971,97	2,574	104,89	0,367	4,99	4,14	9,13
25	Su	196,3	19483	196,6	18,02	835,82	2,279	104,89	0,367	31,63	34,05	65,68
26	Su	225	19441	196,6	18,02	966,83	2,564	104,89	0,367	40,70	34,05	74,75
27	Su	225,8	4529	14,4	18,02	970,57	2,571	104,89	0,367	3	2,49	5,50
28	Kö*	25	101,32	107,5	-	-	-	-	-	0	903,8	903,78
29	Ha*	26,55	102,82	316,7	28,76	-160,25	6,928	-161,82	6,927	0,40	0	0,40
30	Ha	250	102,07	296	28,76	70,13	7,503	-161,82	6,927	17,78	0	17,78
31	Ga*	326,4	102,07	386,2	27,34	-4047,10	8,239	-4413,4	7,398	44,66	6,84	112,50
32	Ga	179,7	101,32	406,9	27,41	-4015,52	7,873	-41969	7,384	14,52	66,70	81,21
33	Su	25	101,32	15242	18,02	5,82	0,020	5,82	0,020	0	2639,7	2639,7
34	Su	29,51	91,35	15242	18,02	6,87	0,024	5,82	0,020	0,12	2639,7	2639,8
35	Ha	25	101,32	316,7	28,76	-161,82	6,927	-161,82	6,927	0	0	0

\*Drm: durum, Bu: buhar, Kö: kömür, Ha: hava, Ga: yanma gazı



Her bir santral bölümü veya komponentindeki toplam ekserji kaybı ( $E_D$ ), hesaplanmaya esas olan tüm veriler; Çizelge 9.2'den elde edilerek ve Eş. 9.3 kullanılarak hesaplanabilir. İlgili tüm santral bölümlerinde toplam ekserji kaybının hesaplanmasında aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır;

- İlgili santral bölümü (j) dış yüzeyinden çevreye olan ısı kaybı  $\dot{Q}_j$ 'nin neden olduğu ve Eş. 9.3 'de,  $(1 - \frac{T_0}{T_j})\dot{Q}_j = \eta_C \cdot \dot{Q}_j$  terimi ile tanımlanan toplam ekserji kaybın hesaplanmasında, yüzey sıcaklığının yaklaşık olarak çevre sıcaklığına eşit olduğu ( $T_j \approx T_0$ ), dolayısıyla ekserji kaybının sıfır olarak kabul edilmiştir.
- Kazana beslenen yakıt ve yakma havasının yaklaşık çevre sıcaklığında olduğu kabul edilerek, bu akışlarla ilgili özgül termo-mekanik ekserji sıfır kabul edilmiştir.
- Kimyasal ekserji bağlamında ve bu ekserjinin oluşumuna esas olan yakma havası bileşimsel yapısı ve termodinamik koşulları, özgül kimyasal-mekanik ekserjilerin alındığı literatürde verilen tablolardaki model havanın (model I) ile aynı olduğundan, yakma havasının kimyasal-mekanik ekserji dikkate alınmamıştır [26].

Bu yaklaşım ile elde edilen tüm santral bölümü ile ilgili girdi-çıkıtsal toplam ekserjiler ile ilgili bölümde oluşan ve toplam ekserji kaybını veren ekserji denge denklemleri toplu biçimde Çizelge 9.3'de verilmiştir.

Çizelge 9.3. Termik santralin tüm bölümlerinde ve toplamında girdi-çıkısal toplam ekserji değerleri, toplam iş aktarımları ve ekserji kayıplarının hesaplanmasına esas olan ekserjisel denklemler

Komponent	$\sum \dot{E}_{in}$	$\sum \dot{E}_{out}$	$\dot{W}$	$\dot{E}_D$
Hava fanı	$\dot{E}_{35}$	$\dot{E}_{29}$	$\dot{W}_{fan}$	$-(-\dot{W}_{fan}) + \dot{E}_{35} - \dot{E}_{29}$
Hava ön ısıtıcı	$\dot{E}_{29} + \dot{E}_{31}$	$\dot{E}_{30} + \dot{E}_{32}$	-	$\dot{E}_{29} + \dot{E}_{31} - \dot{E}_{30} - \dot{E}_{32}$
Kazan	$\dot{E}_1 + \dot{E}_3 + \dot{E}_{28} + \dot{E}_{30}$	$\dot{E}_2 + \dot{E}_4 + \dot{E}_{31}$	$\dot{W}_{Kf}$	$-(-\dot{W}_{Kf}) + \dot{E}_1 + \dot{E}_3 + \dot{E}_{28} + \dot{E}_{30} - \dot{E}_2 - \dot{E}_4 - \dot{E}_{31}$
Buhar türbini	$\dot{E}_2 + \dot{E}_4$	$\dot{E}_3 + \dot{E}_5 + \dot{E}_6 + \dot{E}_7 + \dot{E}_8 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{12}$	$\dot{W}_T$	$-(\dot{W}_T) + \dot{E}_2 + \dot{E}_4 - \dot{E}_3 - \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{E}_9 - \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}$
Yoğuşturucu	$\dot{E}_{12} + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{33}$	$\dot{E}_{13} + \dot{E}_{34}$	-	$\dot{E}_{12} + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{33} - \dot{E}_{13} - \dot{E}_{34}$
Su ön ısıtıcı 6	$\dot{E}_{11} + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{16}$	$\dot{E}_{15} + \dot{E}_{17}$	-	$\dot{E}_{11} + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{16} - \dot{E}_{15} - \dot{E}_{17}$
Su ön ısıtıcı 5	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{19}$	$\dot{E}_{16} + \dot{E}_{18}$	-	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{19} - \dot{E}_{16} - \dot{E}_{18}$
Su ön ısıtıcı 4	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{18} + \dot{E}_{21}$	$\dot{E}_{19} + \dot{E}_{20}$	-	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{18} + \dot{E}_{21} - \dot{E}_{19} - \dot{E}_{20}$
Su ön ısıtıcı 3	$\dot{E}_8 + \dot{E}_{20}$	$\dot{E}_{21} + \dot{E}_{22}$	-	$\dot{E}_8 + \dot{E}_{20} - \dot{E}_{21} - \dot{E}_{22}$
Degazör	$\dot{E}_7 + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{24}$	$\dot{E}_{23}$	-	$\dot{E}_7 + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{24} - \dot{E}_{23}$
Su ön ısıtıcı 2	$\dot{E}_6 + \dot{E}_{25} + \dot{E}_{27}$	$\dot{E}_{24} + \dot{E}_{26}$	-	$\dot{E}_6 + \dot{E}_{25} + \dot{E}_{27} - \dot{E}_{24} - \dot{E}_{26}$
Su ön ısıtıcı 1	$\dot{E}_5 + \dot{E}_{26}$	$\dot{E}_1 + \dot{E}_{27}$	-	$\dot{E}_5 + \dot{E}_{26} - \dot{E}_1 - \dot{E}_{27}$
Pompa1	$\dot{E}_{13}$	$\dot{E}_{36}$	$\dot{W}_{P1}$	$-(-\dot{W}_{P1}) + \dot{E}_{13} - \dot{E}_{36}$
Pompa2	$\dot{E}_{23}$	$\dot{E}_{25}$	$\dot{W}_{P2}$	$-(-\dot{W}_{P2}) + \dot{E}_{23} - \dot{E}_{25}$
Toplam santral	$\dot{E}_{28} + \dot{E}_{35}$	$\dot{E}_{32}$	$\dot{W}_{net}$	$-(\dot{W}_{net}) + \dot{E}_{28} + \dot{E}_{35} - \dot{E}_{32}$

## 9.2. Kangal Linyiti Yakıldığı Termik Santral Örneğinde Ekserji Verimlerinin Hesaplamalarında Mühendislik Yaklaşımı

Enerji dönüşüm sistemlerinin, enerji ekonomisi (verimliliği) bağlamında termodinamiğin birinci yasası uygulanması durumunda, ısı kabuğu ile sarmalanan mekanik enerji ile bunun açığa çıkarılması için türbinlerde soyularak, soğutma kulesi üzerinden çevreye atılan ısı kabuğu eş değer sanılmaktadır. Bu nedenle birinci yasa analizleri enerji verimliliği çalışmalarını çarpıtmakta ve yanlış yön ve noktalara yöneltmektedir. Birinci yasaya kıyasla, ikinci yasa mekanik enerji dengesi üzerinde kurgulanmakta, çevreye atılan ısı kabuğu enerji kaybı olarak değil, yalnızca bu ısı kabuğunun içerdiği ekserjiyi kayıp olarak ele almaktadır. Bu nedenle tüm santralin ekserjisel verimliliği bağlamında değerlendirilebilmesi için, santrali oluşturan tüm bölümlerdeki, toplam ekserjisel çıktı ve girdi oranı üzerinden ikinci yasa verimleri hesaplanarak, ekserji ekonomisi bağlamında öncelikle ele alınması gereken bölümler belirlenir. Literatürde ekserji verimi, enerji teknolojisi tarihsel geleneği bağlamında; ürün (ikincil enerji, doğrudan kullanılabilen veya enerji taşıyan çıktı) bölü yakıt (birincil enerji, doğrudan kullanılmayan veya enerji taşıyan girdi) biçiminde ifade edilmektedir.

Bundan sonraki bu çalışmada ekserji verimi; toplam çıktısız ekserjilerin, toplam girdisel ekserjilere oranı olarak tanımlanır.

Yukarıda özetlenen mühendislik yaklaşımı ile santrali oluşturan tüm ilgili bölümlerin ve bütün santralin ekserji verimlerine ( $\eta_{II}$ ) esas olan girdisel (yakıt) ve çıktısız (ürün) verileri ile ilgili eşitlikler Çizelge 9.4'de gösterilmiştir.

Çizelge 9.4. Santrali oluşturan bölümleri ve tümünde ekserji verimleri

Komponent	Çıktısal ekserji	Girdisel ekserji	Ekserji verimi
Hava fanı	$\dot{E}_{29} - \dot{E}_{35}$	$\dot{W}_{fan}$	$\frac{\dot{E}_{29} - \dot{E}_{35}}{\dot{W}_{fan}}$
Hava ön ısıtıcı	$\dot{E}_{30} - \dot{E}_{29}$	$\dot{E}_{31} - \dot{E}_{32}$	$\frac{\dot{E}_{30} - \dot{E}_{29}}{\dot{E}_{31} - \dot{E}_{32}}$
Kazan	$(\dot{E}_2 - \dot{E}_1) + (\dot{E}_4 - \dot{E}_3)$	$\dot{E}_{28} + \dot{E}_{30} - \dot{E}_{31} + \dot{W}_{Kf}$	$\frac{(\dot{E}_2 - \dot{E}_1) + (\dot{E}_4 - \dot{E}_3)}{\dot{E}_{28} + \dot{E}_{30} - \dot{E}_{31} + \dot{W}_{Kf}}$
Buhar türbini	$\dot{W}_T$	$(\dot{E}_2 - \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{E}_9 - \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}) + (\dot{E}_4 - \dot{E}_3)$	$\frac{\dot{W}_T}{(\dot{E}_2 - \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{E}_9 - \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}) + (\dot{E}_4 - \dot{E}_3)}$
Yoğuşturucu	$\dot{E}_{13} + \dot{E}_{34}$	$\dot{E}_{12} + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{33}$	$\frac{\dot{E}_{13} + \dot{E}_{34}}{\dot{E}_{12} + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{33}}$
Su ön ısıtıcı 6	$\dot{E}_{15} - \dot{E}_{14}$	$\dot{E}_{11} + \dot{E}_{16} - \dot{E}_{17}$	$\frac{\dot{E}_{15} - \dot{E}_{14}}{\dot{E}_{11} + \dot{E}_{16} - \dot{E}_{17}}$
Su ön ısıtıcı 5	$\dot{E}_{18} - \dot{E}_{15}$	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{19} - \dot{E}_{16}$	$\frac{\dot{E}_{18} - \dot{E}_{15}}{\dot{E}_{10} + \dot{E}_{19} - \dot{E}_{16}}$
Su ön ısıtıcı 4	$\dot{E}_{20} - \dot{E}_{18}$	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{19} - \dot{E}_{21}$	$\frac{\dot{E}_{20} - \dot{E}_{18}}{\dot{E}_9 + \dot{E}_{19} - \dot{E}_{21}}$
Su ön ısıtıcı 3	$\dot{E}_{22} - \dot{E}_{20}$	$\dot{E}_8 - \dot{E}_{21}$	$\frac{\dot{E}_{22} - \dot{E}_{20}}{\dot{E}_8 - \dot{E}_{21}}$
Degazör	$\dot{E}_{23}$	$\dot{E}_7 + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{24}$	$\frac{\dot{E}_{23}}{\dot{E}_7 + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{24}}$
Su ön ısıtıcı 2	$\dot{E}_{26} - \dot{E}_{25}$	$\dot{E}_{27} + \dot{E}_6 - \dot{E}_{24}$	$\frac{\dot{E}_{26} - \dot{E}_{25}}{\dot{E}_{27} + \dot{E}_6 - \dot{E}_{24}}$
Su ön ısıtıcı 1	$\dot{E}_1 - \dot{E}_{26}$	$\dot{E}_5 - \dot{E}_{27}$	$\frac{\dot{E}_1 - \dot{E}_{26}}{\dot{E}_5 - \dot{E}_{27}}$
Pompa1	$\dot{E}_{36} - \dot{E}_{13}$	$\dot{W}_{P1}$	$\frac{\dot{E}_{36} - \dot{E}_{13}}{\dot{W}_{P1}}$
Pompa2	$\dot{E}_{25} - \dot{E}_{23}$	$\dot{W}_{P2}$	$\frac{\dot{E}_{25} - \dot{E}_{23}}{\dot{W}_{P2}}$
Toplam santral	$\dot{W}_{net}$	$\dot{E}_{28} + \dot{E}_{35}$	$\frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{28} + \dot{E}_{35}}$

Tüm santral bölümlerinin girdi ve çıktıları ile ilgili olarak hesaplanan ve Çizelge 9.2'de verilen toplam ekserjiler, bu Çizelgeden alınarak; Çizelge 9.3 ve 9.4'de

verilen, toplam ekserji kaybı ve ekserji verimleri denklemlerine konularak, tüm bölümlerdeki ve santralin tümündeki toplam ekserji kayıpları ve verimleri ayrı ayrı hesaplanmış ve sonuçlar toplu olarak Çizelge 9.5’de gösterilmiştir.

Çizelge 9.5.Tasarımlanan Kangal linyit ile çalışması öngörülen termik santralin tümünde ve onu oluşturan tüm bölümlerdeki ekserji kayıpları, bu bölümlerdeki kayıpların toplam kayıp içindeki oranları ve ilgili ekserji verimleri

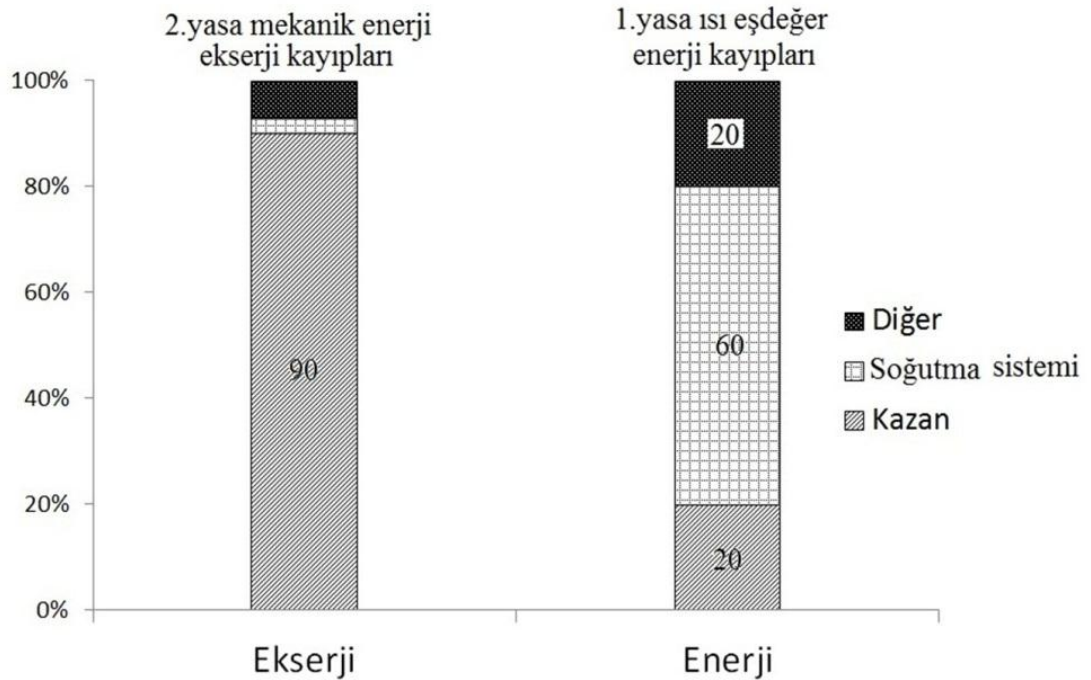
Komponent	Ekserji kaybı [MW]	Yüzde ekserji kaybı [%]	Ekserji verimi [%]
Hava fanı	0,25	0,04	61,72
Hava ön ısıtıcı	13,91	2,44	55,54
<i>Kazan</i>	<i>518,97</i>	<i>90,89</i>	<i>36,13</i>
Buhar türbin	19,32	3,38	93,14
<i>Yoğuşturucu</i>	<i>7,78</i>	<i>1,36</i>	<i>99,71</i>
Su ön ısıtıcı 6	1,38	0,24	52,12
Su ön ısıtıcı 5	1,14	0,20	74,90
Su ön ısıtıcı 4	0,99	0,17	52,85
Su ön ısıtıcı 3	0,84	0,15	88,76
Degazör	0,78	0,14	98,78
Su ön ısıtıcı 2	0,89	0,16	91,09
Su ön ısıtıcı 1	0,83	0,14	93,59
Pompa1	0,21	0,04	50,30
Pompa2	3,95	0,69	40,40
<i>Toplam santral</i>	<i>570,98</i>	<i>100</i>	<i>27,08</i>

Çizelge 9.5’de sütun ikide her bir santral bölümünün ve en sonunda da tüm santralin ekserji kayıpları kazan yakma havası girişinden başlayarak sırasıyla alt alta verilmiştir. İkinci sütunun sonunda santralin toplam ekserji kaybı yaklaşık 572 MW<sub>e</sub> olarak hesaplanmıştır.

Aynı çizelgenin üçüncü sütununda ise santrali oluşturan her bir elemandaki ekserji kaybının toplam santral ekserji kaybına (572 MW<sub>e</sub>) oranı ayrı ayrı hesaplanarak verilmiştir. Buradan da görüldüğü gibi en büyük ekserji

kayıpları sırasıyla kazan (% 91), türbin (% 3,38) ve hava ön ısıtıcı (% 2,44) olmak üzere üç ana bölümde oluşmaktadır. Bu üç bölümde santral toplam ekserji kaybının yaklaşık %97'si oluşmakta, diğer tüm bölümlerinin toplamında ise oluşan ekserji kaybı %3 dolayında kalmaktadır. Bu nedenle ekserji ekonomisi, dolayısıyla enerji verimliliği bağlamında, yanma, ısı transferi vb. çok karmaşık süreçlerin olduğu kazan; başlıca üzerinde durulması gereken santral bölümünü oluşturmaktadır. Kazanda ekserji kaybının azaltılarak enerji verimliliğinin artırılması, bundan sonar gelecek tüm kuşakları uğraştıracak bir bilimsel ve teknolojik bir sorun olarak insanlığın önünde bulunmaktadır.

Ayrıca tasarımılanan termik santral ile ilgili hesaplanan enerji ve ekserji kayıplarının santral elemanlar alanındaki dağılımı ve bunların toplam santral ekserji kaybındaki payları Şekil 9.3'e karşılaştırılmalı olarak Şekil 9.4 gösterilmiştir.



Şekil 9.4. Tasarımlanan Kangal linyit ile çalışan 245 MW kurulu kapasitedeki termik santralin enerji ve ekserji kayıplarının toplam santral kayıpları içerisindeki oranları

Birinci yasa uyarınca bulunan enerji kayıpları ısı kabuğu bağlamında ekserji içeriği minimum düzeyde olan ısı kayıplarını (Şekil 9.4), ikinci yasa bağlamında ekserji analizi ile elde edilen ekserji kayıpları ise doğrudan elektriğe dönüştürülebilir, mekanik enerji kayıplarını göstermektedir. Mühendisin görevi, ısı kabuk veya çöpleri ile uğraşmak değil, doğrudan elektrik enerjisi kaybı anlamına gelen, ekserji kayıplarına odaklanmaktır. Şekil 9.4 'de görüldüğü gibi, santraldeki enerji ve ekserji kayıplarının tamamına yakını santralin kazan ve soğutma sisteminde (yoğusturucu ve soğutma kulesi) görülmektedir. Ne yazık ki birinci yasanın ısı ve mekanik enerjileri iş potansiyeli bağlamında eşit kabul etmesi, bizim için önemli olan mekanik enerji kayıplarını geri kazanma bağlamındaki çalışmalarımızı, yanlış yön ve noktaya götürerek soğutma sistemine odaklanmamıza neden olmuştur. Şekil 9.4 'de görüldüğü gibi mekanik enerji kaybına eşit olan ekserji kaybı, soğutma sisteminde yaklaşık % 2 kazanda ise % 90 dolayında olmaktadır. Bu nedenle gerçek enerji verimliliği çalışmaları birinci konumda kazanlarda yapılması bir zorunluluktur. Çizelge 9.5'in dördüncü sütununda ise tüm santral elemanları ve santralin tümü ile ilgili ekserjisel verimler yüzde olarak verilmiştir. Bu sütundan görüldüğü gibi ekserji verimliliği yönünden en olumsuz bölümler sırası ile kazan, pompa 1 ve 2 dırlar. Birinci yasa uyarınca; verimi genelde % 85 dolayında olan kazanın, ekserji verimi % 36 olmakta, yine birinci yasa uyarınca enerji verimi % 50 dolayında olan soğutma sisteminin ekserji verimi ise % 99 olarak görülmektedir.

Kaynak [1]'de kazan ekserji kaybı %77, türbindeki %13 ve basmalı hava fanlarında ise %9 bulunmuştur. Kaynak [2]'de bu değerler sırası ile %83, %11 ve %2 dir. Kaynak [3]'de ise aynı değerler %81, %10 ve %3 olarak bulunmuştur. Kaynak [4] 'de incelenen ve iyi kaliteli linyit ile çalıştırılan 50 MW<sub>el</sub> kapasitesindeki termik santral kazanında ise toplam ekserji kaybı %57 olarak bulunmuş, bunun %47.2 yanma odasında yani yanma surecinden kaynaklanmadır. Diğer bir araştırmada [5] kazan ekserji kaybı %87, türbin ekserji kaybı %7 ve yoğusturucu ekserji kaybı ise %2 olarak hesaplanmıştır.

Bu çalışmada incelenen termik santral çok düşük kaliteli bir linyitle çalıştırıldığından kazandaki toplam ekserji kaybı yukarıdada ifade edildiği gibi %90 dolayında bulunmuştur ve literatürde hesaplanan ekserji kayıp değerleri ile uyum içerisindedir.

### 9.3. Tasarımlanan Termik Santrallerde İlave Diğer Düşük Kaliteli Yerli Linyitlerin Yakılması Durumunda Santral Ekserji ve Performans Analizleri

Bölüm 9.1 ve 9.2'deki analiz ve mühendislik yaklaşımları uygulanarak, söz konusu termik santralde 9 ayrı düşük kaliteli linyitin yakılması ön görülerek gerekli benzer hesaplamalar yapılmıştır. İlgili analizlerde, elle yapılan hesaplamalar sonucunda uygunluğu kanıtlanan Thermoflex paket programını kullanılmıştır. Santral ekserji performans analizlerine esas olan linyitlerin elementsel analizleri ve alt ısı değerleri (Hu) Çizelge 9.6'da verilmiştir.

Çizelge 9.6. Tasarımlanan termik santralin ekserji ve performans analizlerine esas olan diğer düşük kaliteli yerli linyitlerin elementsel analizleri ve alt ısı değerleri

Linyit	C [%]	H [%]	O [%]	S [%]	N [%]	W [%]	A [%]	Hu [kJ/kg]
Kangal	19,70	1,55	8,81	1,29	0,58	52,00	16,07	5876,3
Çayırhan	31,68	2,58	7,81	2,49	1,23	24,69	29,52	11156,42
Elbistan	21,19	1,83	9,4	0,81	0,52	49,33	16,92	6395,4
Orhaneli	47,46	3,29	11,97	1,56	2,00	26,25	7,47	16084,64
Seyitömer	20,81	1,78	9,35	0,31	1,15	38,12	28,48	6797
Tunçbilek	42,52	2,84	12,68	1,98	0,98	27,38	11,62	14734
Yatağan	29,16	2,55	12,68	1,85	0,27	31,17	22,32	10253,54
Soma	38,64	2,74	16,40	0,01	0,59	18,64	22,98	13455,42
Yeniköy	39,05	3,02	11,21	1,42	1,46	24,26	19,58	14625,82
Çan	30,18	2,45	10,06	5,28	0,31	20,36	31,36	10604,66

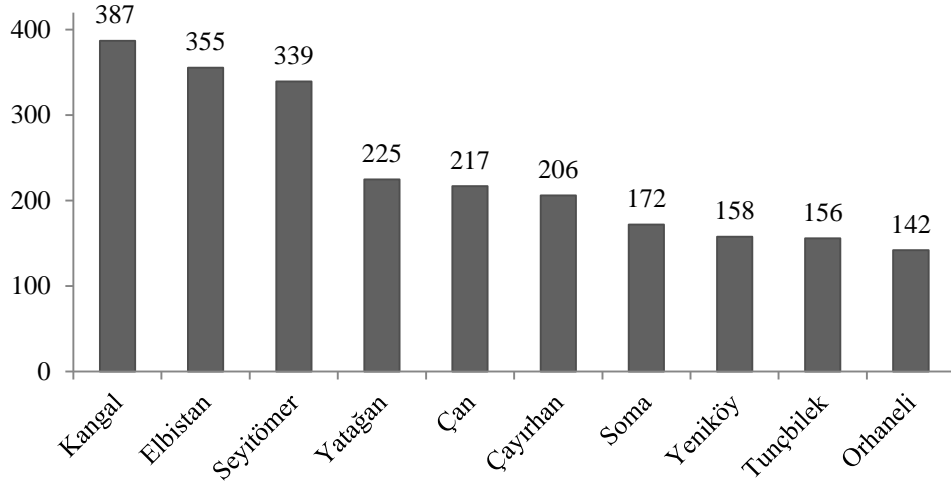
Değerler MTA 2002'den alınmıştır

Çizelge 9.6'da özellikleri verilen yerli linyitlerin tasarımı termik santralde yakılması durumunda her bir yakıt için üretilen güç ( $P_{el}$ ), toplam ekserji kaybı ( $E_D$ ), 2. yasa temelli ekserji verimi ( $\eta_{II}$ ), 1. Yasaya dayanan, alt ısı ve üst ısı temelli enerji verimleri ( $\eta_{IHu}$  ve  $\eta_{IH0}$ ), ekserji veriminin alt ısı temelli enerji verimi oranı ( $D_{\eta_u}$ ,  $\eta_{II} / \eta_{IHu}$ ) ve ekserji veriminin üst ısı temelli enerji verimi oranı ( $D_{\eta_0}$ ,  $\eta_{II} / \eta_{IH0}$ ) ayrı ayrı hesaplanarak Çizelge 9.7'de verilmiştir. Bu hesaplarda üretilen gücün yaklaşık sabit kalması sağlanarak, mekanik enerji eşdeğer toplam ekserji kayıpları, toplam enerji salımına esas olan yakıt tüketimleri (Şekil 9.5) ayrıca hesaplanmıştır.



Çizelge 9.7. Tasarımlanan termik santralde çeşitli yerli linyitlerin yakılması durumunda hesaplanan ekserji ve performans analiz sonuçları

Linyit	$P_{el}$ [MW]	$E_D$ [MW]	$\eta_{II}$ [%]	$\eta_{Ihu}$ [%]	$\eta_{Iho}$ [%]	$\eta_{II} / \eta_{IHu}$ ( $D_{\eta u}$ )	$\eta_{II} / \eta_{IHo}$ ( $D_{\eta o}$ )
Kangal	244,71	570,98	27,08	38,75	30,42	0,70	0,89
Elbistan	244,73	580,34	27,04	38,76	30,99	0,71	0,87
Seyitömer	245,00	517,14	29,42	38,25	32,03	0,77	0,92
Yatağan	245,19	481,72	30,72	38,31	33,95	0,80	0,90
Çan	245,10	515,19	28,98	38,37	34,97	0,76	0,83
Çayırhan	245,10	514,34	29,54	38,41	34,77	0,77	0,85
Soma	245,37	435,70	33,18	38,20	35,43	0,87	0,94
Yeniköy	245,36	439,85	32,81	38,27	35,25	0,86	0,93
Tunçbilek	245,25	464,47	31,67	38,50	35,40	0,82	0,89
Orhaneli	245,16	494,41	30,61	38,67	35,66	0,79	0,86
Ortalama	245,10	501,41	30,11	38,45	33,89	0,78	0,89



Şekil 9.5. Tasarımlanan termik santralde çeşitli yerli linyitlerin yakılması durumunda t/h cinsinden kömür tüketimleri

Ülkemizde ve Avrupa ülkelerinde, alt ısıl esaslı enerji verimleri kullanmasına karşın ABD’de ve diğer bazı ülkelerde, üst ısıl temelli enerji verimleri kullanılmaktadır. Bunların gerçek durumu gösteren ve yeni uygulanmaya başlanan ekserji verimi ile ilişkileri ve ilgili sapmalar bilinmemektedir. Bu belirsizlik, küresel düzeyde, uygulayıcı mühendisler arasında sorunlara ve kafa karışmalarına neden olmaktadır. Bu

ilişkilerin belirlenmesi, en azından akademik tarafı ağır basan ve karmaşık modelleme ve analizleri üzerinden elde edilen ekserji verimlerinin yaklaşık olarak, alt ve üst ısıl temelli enerji verimleri kullanılarak bir düzeltme katsayısı ile eldelini sağlamak amacı ile ayrı ayrı hesaplanmıştır. Genelde düşük kaliteli Türk linyitleri için kullanılabilir ortalama düzeltme katsayıları ( $D_{\eta_u}$  ve  $D_{\eta_o}$ ) hesaplanmıştır. Bu katsayılar kullanılarak düşük kaliteli Türk linyitler ile çalışan termik santrallerin ekserji verimleri alt ısıl ve üst ısıl temelli enerji verimleri kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\eta_{II} = D_{\eta_u} \cdot \eta_{IHu} = D_{\eta_o} \cdot \eta_{IH_o} \quad (9.22)$$

Burada alt ısıl değer kullanması durumunda ilgili ekserji hesaplama katsayısı  $D_{\eta_u} = 0,78$ ,  $D_{\eta_o} = 0,89$ . Düşük kaliteli yerli linyitler için hesaplanan bu ortalama ekserji verimlilik katsayılarının belirlenmesinde, ilgili kömürlerin MTA tarafında belirlenerek yayınlanan gerçek değerleri kullanılmıştır. Buradan da görüldüğü gibi santral enerji verimlerini yakıt üst ısıl değerlerine dayandıran ülkelerin santral verimlerinin, ekserji verimlerinden olan sapmaları daha küçüktür. Alt ısıl değerinin esas alınmasında bu sapmalar % 14 dolayında daha fazladır.

İlave yakıt gerektirmezsiniz enerji verimliliği çalışmaları ile ilave elektrik üretimi için esas olan temel faktör, toplam ekserji kayıplarıdır. Çizelge 9.7'de görüldüğü gibi, en fazla ekserji kayıpları sırası ile Elbistan ve Kangal linyitlerinin kullanılması durumunda oluşmaktadır. En az toplam ekserji kayıpları ise sırasıyla Soma ve Yeniköy linyitleri yakılması durumunda oluşmaktadır. Elbistan ve Kangal linyitler durumunda toplam ekserji kayıplarının fazla olmasının başlıca nedeni yüksek nem ve kül içerikleridir. Bunların toplamı Elbistan ve kangal durumu için % 67 'i ken, Soma ve Yeniköy için bu değer yaklaşık % 41 dolaylarındadır.

Ekserji ve çeşitli türdeki enerji verimlilikleri kapsamında görülen, küresel düzeyde, uygulayıcı mühendisler arasında kafa karışmalarına neden olan sorunların benzeri,

yakıt kimyasal-mekanik ekserji ( $e^{KM}$ ) ve yakıt üst ve alt ısı değerleri ( $H_o$ ,  $H_u$ ) arasında da mevcuttur. Kimyasal-mekanik ekserjinin hesaplanması, uygulayıcı mühendisler için ele alınması söz konusu olmayan, akademik tarafı ağır basan kapsamlı, karmaşık ve zor işlemleri gerektirdiğinden, yakıt ekserjisinin bir katsayı uygulaması ile, mevcut alt ve üst ısı değerlerinden hesaplanması önemli bir konudur. Burada düşük kaliteli yerli linyitlerin ortalama yakıt ısı değerleri kullanılarak, hesaplanan kimyasal-mekanik ekserji ile oranlanarak ilgili yakıtsal dönüşüm faktörleri ( $D_{yo}$  ve  $D_{yu}$ ) belirlenmiş ve ilgili analiz sonuçları topluca Çizelge 9.8’de verilmiştir.

Çizelge 9.8. Tasarımlanan termik santralde kullanılan çeşitli yerli linyitlerin alt ve üst ısı değerleri, özgül kimyasal-mekanik ekserjiler ve yakıt kimyasal-mekanik ekserjilerinin belirlenmesinde yakıtsal dönüşüm faktörleri

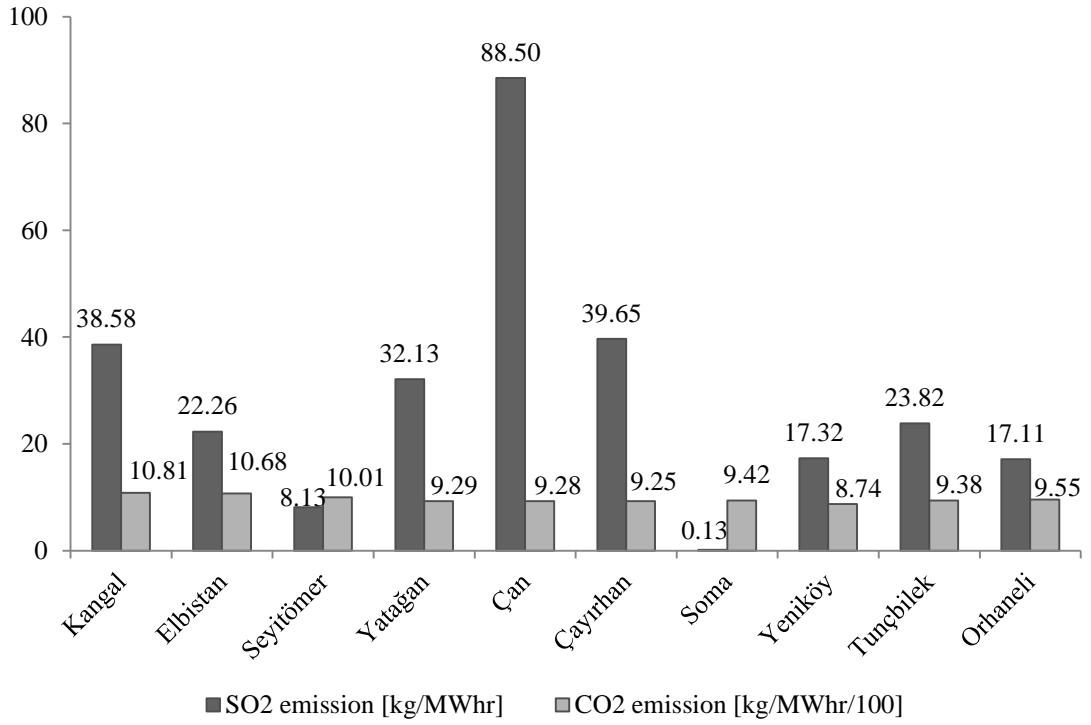
Linyit	$H_o$ [kJ/kg]	$H_u$ [kJ/kg]	$e^{KM}$ [kJ/kg]	$e^{KM}/H_o$ ( $D_{yo}$ )	$e^{KM}/H_u$ ( $D_{yu}$ )
Kangal	7483,14	5876,30	8407	1,12	1,43
Elbistan	7998,65	6395,40	9166	1,15	1,43
Seyitömer	8116,59	6797,00	8837	1,09	1,30
Yatağan	11572,01	10253,54	12788	1,11	1,25
Çan	11636,83	10604,66	14043	1,21	1,32
Çayırhan	12321,59	11156,40	14503	1,18	1,30
Soma	14506,68	13455,42	15488	1,07	1,15
Yeniköy	15877,21	14625,82	17057	1,07	1,17
Tunçbilek	16025,83	14734,00	17913	1,12	1,22
Orhaneli	17444,63	16084,00	20326	1,17	1,26
Ortalama	12298,32	10998,25	13852,8	1,13	1,28

Bu yakıtsal düzeltme katsayıları kullanılarak düşük kaliteli türk linyitler ile çalışan termik santrallerin özgül kimyasal-mekanik ekserjileri, bilinen yakıt alt ve üst ısı değerleri kullanılarak yaklaşık olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

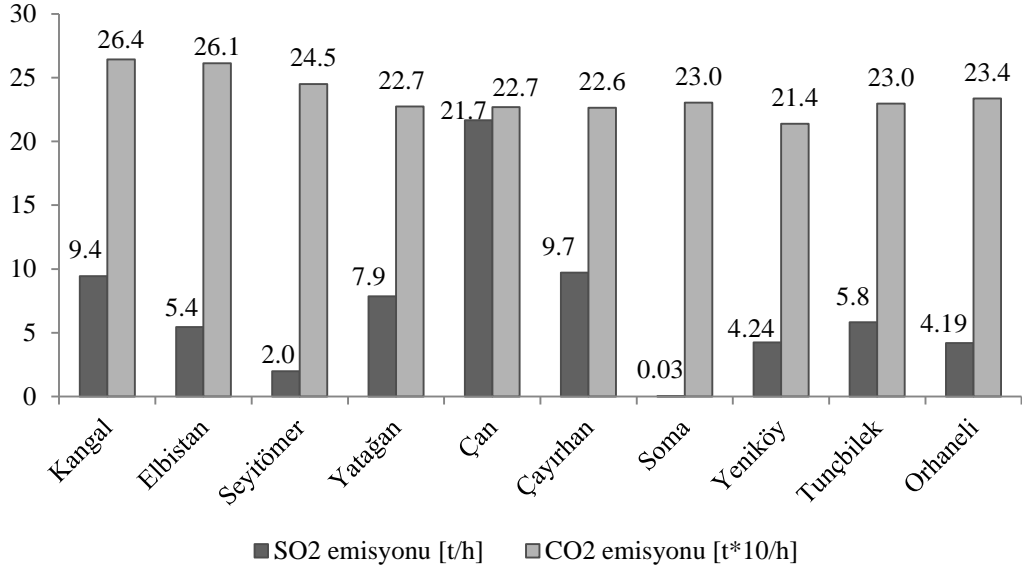
$$e^{KM} = D_{yo} \cdot H_o = D_{yu} \cdot H_u \quad (9.23)$$

Burada özgül kimyasal-mekanik ekserjilerin belirlenmesine yönelik söz konusu yakıtsal dönüşüm faktörleri;  $D_{yo} = 1,13$  ve  $D_{yu} = 1,28$  olarak bulunmuştur. Buradan görüldüğü gibi özgül kimyasal-mekanik ekserji  $e^{KM}$  ile  $H_o$  arasındaki sapma,  $H_u$ 'ya

kıyasla daha küçüktür. Ho ve Hu kullanımı durumunda  $e^{KM}$  hesaplanmasındaki sapma % 13 dolayındadır. Bu nedenle daha önce belirtildiği gibi, üst ısıl temelli santral enerji verimi, ekserji verimine daha yakındır ve buradaki ekserji verimi hesaplanmasındaki söz konusu sapma % 14 bulunmuştur. SO<sub>2</sub> ve CO<sub>2</sub> Emisyon hesapları Thermoflex programı kullanılarak kg/MWh<sub>e</sub> cinsinden hesaplanmış ve sonuçlar Şekil 9.6'de verilmiştir. Bu sonuçlar ilgili dönüşüm faktörleri kullanılarak, uygulayıcılar tarafından kullanılan t/h birimlerine dönüştürülmüş sonuçlar Şekil 9.7'da verilmiştir.



Şekil 9.6. Tasarımlanan termik santralde çeşitli yerli linyitlerin yakılması durumunda üretilen 1 000 kWh'e başına açığa çıkan, özgül SO<sub>2</sub> ve CO<sub>2</sub> emisyonları



Şekil 9.7. Tasarımlanan termik santralde çeşitli yerli linyitlerin yakılması durumunda saatte ton başına açığa çıkan SO<sub>2</sub> ve CO<sub>2</sub> emisyonları

Şekil 9.6 ve 9.7’de görüldüğü gibi en fazla SO<sub>2</sub> emisyonu Çan linyiti yakılması ve en az ise Soma linyitinde salınmaktadır. SO<sub>2</sub> salımları kömür kükürt oranına ve toplam ekserji kaybına göre yakılan yakıt miktarı tarafından belirlenmektedir. Benzer durum CO<sub>2</sub> emisyonları içinde söz konusudur. Bu emisyonlarda yakıt karbon oranına ve ilgili santralin verimine bağlı olarak tüketilen yakıt miktarına bağlıdır.

#### 9.4. Kangal Linyitinin Yakıldığı Termik Santralde Ekserji Veriminin Artırılmasına Yönelik Duyarlılık Analizleri

Bu bölümde ayrıca, tasarımılanan termik santralde Kangal linyitinin yakılması durumunda, tam yük koşullarında, santral ısı ve çevresel performans parametrelerinin, başlıca etken işletme parametrelerinin değişimlerine duyarlılığı, ekserji analizleri yardımı ile ayrıntılı bir biçimde incelenmiştir.

Isıl ve çevresel santral performansını etkileyen başlıca etken parametreler Çizelge 9.9, ikinci sütünde topluca verilmiştir. İlgili analizler; yalnızca ekserji verimliliği artırımı amacı ile yapıldığından, ilgili parametre değişimleri bu amaca yönelik biçimde yapılmıştır. Bu parametre değişimleri kullanılarak yukarıdaki bölümlerde

ayrıntıları verilen ekserji verimlilik analizleri yardım ile, ilgili duyarlılık analizleri gerçekleştirilmiş, hesap sonuçları karşılaştırılmalı olarak toplu biçimde, Çizelge 9.9'da verilmiştir.

Çizelge 9.9. Kangal linyitinin yakıldığı termik santralde tam yük işletme koşullarında etken işletme parametrelerinin değişimlerinin; santral ekserji verimi, elektrik üretimi, yakıt tüketimi, CO<sub>2</sub> ve SO<sub>2</sub> emisyonlarının değişimine etkisi

Param No.	Etken işletme parametreleri	Parametrik değişimler	$\Delta \eta_{II}$ [%]	$\Delta P_{el}$ [MW]	$\Delta \dot{m}_Y$ [t/h]	$\Delta CO_2$ [t/y]	$\Delta SO_2$ [t/y]
1	Hava fazlalık Katsayısı [%]	5-30	0,6	-0,58	-9	-45000	-1604
2	Yakma havası sıcaklığı [°C]	200-300	1,2	-0,12	-4,32	-86400	-3085
3	Besleme suyu sıcaklığı [°C]	230-260	0,21	3,5	2,52	13200	471
4	Kızgın buhar sıcaklığı [°C]	500-600	0,84	14,02	10,08	52300	1867
5	Kızgın buhar basıncı [bar]	190-200	0,08	1,15	0,72	4400	158
6	Ara buhar basıncı [bar]	38-42	0,03	-1,53	-2,88	-13900	-463
7	Yoğuşturucu basıncı [kPa]	6-4,8	0,3	2,75	0	0	0
8	Çevre sıcaklığı [°C]	25-0	0,27	0,18	-3,6	-17800	-634

Çizelge 9.9'da görüldüğü gibi; hava fazlalık katsayısının normal koşulların üzerinde artırılması, küçüğe olsada (% 0,06) ekserji verimini artırmakta, buna bağlı olarak yakıt tüketimi ve CO<sub>2</sub> ve SO<sub>2</sub> emisyonlarında önemli düşmelere neden olmaktadır. İlave fazla hava ile düşen yakıt miktarı dikkate alınarak yanma odası sıcaklığı azalmakta, sıcaklık düşüşünün 4. kuvvetindeki ısı aktarım azalması buhar entalpisinde küçük azalmalara neden olmaktadır. Buda, elektrik üretiminde kısmi bir düşme (0,6 MW) sonucunu doğurmaktadır.

Yakma havası sıcaklığının artırılması ile kazana ilave ısı aktarıldığından, yakıt tüketiminde kısmi bir düşüş, buna da bağlı olarak, 0,12 MW<sub>e</sub> gibi cüzi bir elektriksel düşme de görülmektedir.

Ekserji veriminin artmasına karşın elektrik üretiminin düştüğü bir diğer parametre değişimi ise ara buhar basıncında görülmektedir. Basınç artırımının pompanın çektiği elektrik gücündeki artış, ara buhar basınç artışı ile kazanılan güç'e kıyasla daha baskındır. Basınç artışı ile ara kızdırma için gerekli entalpi farkı azalacağından, yakıt debisinde azalmaktadır. Söz konusu bileşiksel etkiler altında yakıt tüketiminde 3 t/h, net elektrik üretiminde ise 1,5 MW<sub>e</sub> azalma meydana gelmekte ve ekserji veriminin de % 0,03 dolayında az bir artış oluşmaktadır.

Verim artışları ve yakıt tüketimleri azalmalar, CO<sub>2</sub> ve SO<sub>2</sub> emisyonun düşmelerine neden olsa da, yoğunlaştırucu basıncının düşmesi ile yakıt tüketiminde değişme oluşmadan santral veriminde ve elektrik üretiminde net artış oluşmakta, emisyonlar ise değişmemektedir.

Diğer parametrelerin net duyarlılığı ise beklendiği gibi, aksi yönlerde oluşan duyarlılıkların karşılıklı etkileşim değerleri etkisi ile kolayca izah edilebilmektedir.

## 10. SONUÇLARIN İRDELENMESİ ve İLERİYE DÖNÜK ÖNERİLER

Bu çalışmada, elektrik üretiminde düşük kaliteli linyitlere bağımlılıkta dünyada başata gelen ülkelerinden olan Türkiye, bu tür santrallerin enerji ve çevresel performanslarının nasıl iyileştirilebileceği ve çok daha verimli yeni tür sistemlerin nasıl genişletebileceği konusunda, gerekli mühendislik yaklaşımını ele alınmıştır. Bu tür düşük kaliteli linyitlerden elektrik üretimine uygun bir sistem yapısına sahip 245 MW<sub>e</sub> kurulu güçte, termik santral tasarlanmış ve sistem yapısı oluşturulmuştur. Tasarımlanan termik santralin sistem yapısı böl. 3 Şekil 3.3'de ve tasarıma esas olan sistem parametreler ise böl. 4.3.3 çizelge 4.5 verilmiştir.

### 10.1. Sonuçların İrdelenmesi

Ar-Ge amaçlı tasarımılanan bu santralde, günümüz Türkiye'sinde kullanılan başlıca 10 tür düşük kaliteli linyitin yakıldığı kabul edilerek kapsamlı ekserji ve duyarlılık analizleri yapılmıştır. Başlıca tasarım ve işletme parametrelerinin santralin enerji ve çevresel performansına etkileri araştırılmış, etken enerji verimliliği uygulamaları için yaklaşımlar getirilmiş ve sonuçlar irdelenmiştir.

Böl. 8.1 Çizelge 8.2'de gösterildiği gibi, Thermoflex paket programında tasarımılanan termik santralin davranışı, elle yapılan hesaplara kıyasla ortalama % 7 bir sapma ile belirlemektedir. Bu sapmalar bazı sistem elemanlarında % 1'e kadar düşmektedir. Böylelikle, elle yapılması mümkün olmayan çok karmaşık ve zor sistem parametrik optimizasyonları ve ekserji analizleri Thermoflex'e yapılmasının uygun olduğu kanıtlanmış ve bunun ardından, tüm analizler Thermoflex paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Isı ve mekanik enerjinin eşdeğer kabul edildiğini 1.Yasa uyarınca bulunan enerji kayıpları; ekserji içeriği minimum düzeyde olan ısı kayıplarını (Böl. 9.1.2, Şekil 9.3), İkinci Yasa bağlamında ekserji analizi ile elde edilen ekserji kayıpları ise; doğrudan elektriğe dönüştürülebilen, mekanik enerji kayıplarını göstermektedir.



Enerji mühendisin görevi, enerji kaybı bağlamında soğutma kulesinden atılan, tamamına yakını enerjiden oluşan, ısı kabuğu veya çöpleri ile uğraşmak değil, doğrudan elektrik enerjisi kaybı anlamına gelen, özellikle kazan ekserji kayıplarına odaklanmaktır. Böl. 9.1.2, Şekil 9.4’de görüldüğü gibi, santraldeki enerji ve ekserji kayıplarının tamamına yakını santralin kazan ve soğutma sisteminde (yoğuşturucu ve soğutma kulesi) görülmektedir. Ne yazık ki; Birinci Yasanın ısı ve mekanik enerjileri iş potansiyeli bağlamında eşit kabul etmesi, bizim için önemli olan mekanik enerji kayıplarını geri kazanma bağlamındaki çalışmalarımızı, yanlış yön ve noktaya götürerek soğutma sistemine odaklanmamıza neden olmuştur. Şekil 9.3’de görüldüğü gibi mekanik enerji kaybına eşit olan ekserji kaybı, soğutma sisteminde yaklaşık % 2, kazanda ise % 90 dolayında olmaktadır. Bu nedenle, gerçek ve etken enerji verimliliği çalışmalarının birinci derecede ekserji kaybı ( $\approx$  % 90) kaynağı olan kazanlarda yapılması bir zorunluluktur.

Böl. 9.2, Çizelge 9.5’in dördüncü sütununda tüm santral elemanları ve santralin tümü ile ilgili ekserjisel verimler % olarak verilmiştir. Bu sütundan görüldüğü gibi ekserji verimliliği yönünden en olumsuz bölümler sırası ile kazan, pompa 1 ve pompa 2 dir. Birinci Yasa uyarınca; verimi genelde % 85 dolayında olan kazanın, ekserji verimi yaklaşık % 36 olmakta, yine birinci yasa uyarınca enerji verimi % 50 dolayında olan soğutma sisteminin ekserji verimi ise % 99 dolayında bulunmaktadır.

Literatürde verilen araştırılmalarındaki [1-5] ekserji kayıp analizlerinde, en büyük iş potansiyeli kaybına neden olan, kazanlarda hesaplanan kazan ekserji kayıpları %87-%57 arasında bulunmuştur. Yakıt kalitesi düştükçe kazan ekserji kayıpları artmaktadır. Bu çalışmada incelenen termik santralde düşük kaliteli Kangal linyeti yakıldığından kazandaki toplam ekserji kaybı %90 dolayında bulunmuştur. Bu sonuç literatürde verilen ilgili araştırma sonuçları ile uyum içindedir.

Böl. 9.3, Çizelge 9.6’da özellikleri verilen yerli linyitlerin, tasarımılanan termik santralde yakılması durumunda her bir yakıt için üretilen güç ( $P_{el}$ ), toplam ekserji kaybı ( $E_D$ ), 2. Yasa temelli ekserji verimi ( $\eta_{II}$ ), 1. Yasaya dayanan, alt ısıl ve üst ısıl temelli enerji verimleri ( $\eta_{Ihu}$  ve  $\eta_{IH0}$ ), ekserji

veriminin, alt ısı temelli enerji verimi oranı ( $D_{\eta_u}, \eta_{II} / \eta_{IH_u}$ ) ve ekserji veriminin üst ısı temelli enerji verimi oranı ( $D_{\eta_o}, \eta_{II} / \eta_{IH_o}$ ) ayrı ayrı hesaplanarak, Böl. 9.2, Çizelge 9.7’de verilmiştir. Yapılan bu hesaplarda, üretilen gücün yaklaşık sabit kalması sağlanarak, mekanik enerji eşdeğer toplam ekserji kayıpları, tam yük işletme koşullarındaki ilgili kömür tüketimleri (Şekil 9.4) ayrıca hesaplanmıştır.

Ülkemizde ve Avrupa ülkelerinde, alt ısı esaslı enerji verimleri kullanmasına karşın ABD’de ve diğer bazı ülkelerde, üst ısı değer temelli enerji verimleri kullanılmaktadır. Bunların, gerçek enerji verimliliği durumu gösteren ve yeni uygulanmaya başlanan ekserji verimi ile ilişkileri ve ilgili sapmalar bilinmemektedir. Bu belirsizlik, küresel düzeyde, uygulayıcı mühendisler arasında sorunlara ve yanlış anlamalara neden olmaktadır. Bu ilişkilerin belirlenmesi, en azından akademik tarafı ağır basan ve karmaşık modelleme ve analizleri üzerinden elde edilen ekserji verimlerinin ( $\eta_{II}$ ), yaklaşık olarak, alt ısı değer ve üst ısı değer temelli enerji verimleri ( $\eta_{H_u}, \eta_{H_o}$ ) kullanılarak, bir düzeltme katsayısı ( $D$ ) üzerinden eldesini sağlamak amacı ile, kullanılan linyitler için, bu düzeltme katsayısı ayrı ayrı hesaplanmıştır. Genelde düşük kaliteli Türk linyitleri için, alt ve üst ısı değer esaslı 1. Yasa verimler ( $\eta_{H_u}, \eta_{H_o}$ ) kullanılarak, 2. Yasa verimlerinin ( $\eta_{III_u}, \eta_{III_o}$ ) hesaplanmasında kullanılan ilgili ortalama düzeltme katsayıları ( $D_{\eta_u}$  ve  $D_{\eta_o}$ ) hesaplanmıştır. Bu katsayılar kullanılarak, düşük kaliteli Türk linyitler ile çalışan termik santrallerin ekserji verimlerinin, yakıt alt ısı değer ve yakıt üst ısı değer temelli enerji verimleri ile bu katsayıların çarpımı, yaklaşık olarak doğrudan termik santralın ekserji verimini ( $\eta_{II}$ ) verir. Düşük kaliteli Türk linyitleri için ilgili katsayılar;  $D_{\eta_u} = 0,78$  ve  $D_{\eta_o} = 0,89$  bulunmuştur. Düşük kaliteli yerli linyitler için hesaplanan bu ortalama ekserji verimlilik katsayılarının belirlenmesinde, ilgili kömürlerin (Çizelge 9.3, Böl 9.8) MTA tarafında belirlenerek yayınlanan gerçek değerleri kullanılmıştı. Buradansa görüldüğü gibi; santral enerji verimlerini yakıt üst ısı değerlerine dayandıran ülkelerin santral verimlerinin, ekserji verimlerinden olan sapmaları daha küçüktür. Yerli linyitlerde alt ısı değer esaslı santral verimi kullanılması durumunda, ekserji verimi ile enerji verimi arasındaki sapmanın yaklaşık %14 ve üzerinde olabilmektedir.

İlave yakıt gerektirmezsiniz, enerji verimliliği çalışmaları ile, ilave elektrik üretimi için esas olan temel faktör, toplam ekserji kayıplarıdır. Böl. 9.3, Çizelge 9.8’de görüldüğü gibi, en fazla ekserji kayıpları; sırası ile Elbistan ve Kangal linyitlerinin kullanılması durumunda oluşmaktadır. En az toplam ekserji kayıpları ise; sırasıyla Soma ve Yeniköy linyitlerinin yakılması durumunda oluşmaktadır. Elbistan ve Kangal linyitlerinin yakılması durumunda, toplam ekserji kayıplarının fazla olmasının başlıca nedeni, yüksek nem ve kül içerikleridir. Bunların toplamı; Elbistan ve kangal durumu için % 67 ‘iken, Soma ve Yeniköy için bu değer yaklaşık % 41 dolaylarındadır.

Ayrıca hesaplanması çok karmaşık olan ve kapsamlı akademik yaklaşımlar gerektiren kömür özgül kimyasal-mekanik ekserjilerin, doğrudan yakıt alt ısı değer ve üst ısı değerinin kullanılarak, uygulayıcı mühendisler tarafından yaklaşık olarak bir katsayı ile ( $D_Y$ ) çarpılarak kolayca hesaplanabilmesine yönelik, yakıtsal dönüşüm faktörleri hesaplanmıştır. Bu faktörler ülkemizdeki mevcut termik santrallerde kullanılan linyitler için; kömür üst ısı değer ve alt ısı değer esaslı olarak, sırasıyla  $D_{yo}=1,13$  ve  $D_{yu}=1,28$  biçiminde bulunmuştur. Buradan görüldüğü gibi, özgül kimyasal-mekanik ekserji  $e^{KM}$  ile  $H_o$  arasındaki sapma,  $H_u$ ’ya kıyasla daha küçüktür.  $H_o$  ve  $H_u$  kullanımı durumunda  $e^{KM}$  hesaplanmasındaki sapma %13 dolayındadır. Her bir linyit için tüketilen saatlik linyit miktarları ve birim yakıt başına ilgili  $SO_2$  ve  $CO_2$  emisyon faktörleri kullanılarak, saatte atmosfere yayılan ilgili emisyonlar kullanılabilir. Emisyon hesapları Thermoflex programı kullanılarak  $kg/MWh_e$  cinsinden hesaplanmış ve sonuçlar Böl. 9.3, Şekil 9.5’de verilmiştir. Bu sonuçlar ilgili dönüşüm faktörleri kullanılarak, uygulayıcılar tarafından kullanılan t/h birimlerine dönüştürülmüş sonuçlar Böl. 9.3, Şekil 9.6’da sunulmuştur.

Şekil 9.5 ve 9.6’da görüldüğü gibi, en fazla  $SO_2$  emisyonu Çan linyiti yakılması ve en az ise Soma linyitinde salınmaktadır.  $SO_2$  salımını kömür kükürt oranına ve toplam ekserji kaybına göre yakılan yakıt miktarı tarafından belirlenmektedir. Benzer durum  $CO_2$  emisyonları içinde söz konusudur. Bu emisyonlarda yakıt karbon oranına ve ilgili santralin verimine bağlı olarak tüketilen yakıt miktarına bağlıdır.

Böl. 9.4, Çizelge 9.9'da görüldüğü gibi; hava fazlalı katsayısının normal koşulların üzerinde artırılması, küçükte olsa (% 0,06) ekserji verimini artırmakta buna bağlı olarak yakıt tüketimi ve CO<sub>2</sub> ve SO<sub>2</sub> emisyonlarında önemli düşmelere neden olmaktadır. İlave fazla hava ile düşen yakıt miktarı dikkate alınarak, yanma odası sıcaklığı azalmakta, sıcaklık düşüşünün 4. kuvvetindeki ışıma ısı aktarım azalması buhar entalpisinde küçük azalmalara neden olmaktadır. Buda, elektrik üretiminde kısmı bir düşme (0,6 MW) sonucunu doğurmaktadır.

Yakma havası sıcaklığının artırılması ile kazana ilave ısı aktarıldığından, yakıt tüketiminde kısmı bir düşüş, buna bağlı olarak ta, 0,12 MW<sub>e</sub> gibi cüzi bir elektriksel düşme de görülmektedir. Ekserji veriminin artmasına karşın, elektrik üretiminin düştüğü bir diğer parametre değişimi ise, ara buhar basıncında görülmektedir. Basınç artırımının pompanın çektiği elektrik gücündeki artış, ara buhar basınç artışı ile kazanılan güç'e kıyasla daha baskındır. Basınç artışı ile, ara kızdırma için gerekli entalpi farkı azalacağından, yakıt debisini de azalmaktadır. Söz konusu bileşiksel etkiler ardında, yakıt tüketiminde 3 t/h, net elektrik üretiminde ise 1,5 MW<sub>e</sub> azalma meydana gelmekte ve ekserji veriminin de % 0,03 dolayında az bir artış oluşmaktadır.

Verim artışları ve yakıt tüketimleri azalmalar, CO<sub>2</sub> ve SO<sub>2</sub> emisyonun düşmelerine neden olsa da, yoğunlaştırucu basıncının düşmesi ile, yakıt tüketiminde değişme oluşmadan santral veriminde ve elektrik üretiminde net artış oluşmakta, emisyonlar ise değişmemektedir.

Diğer parametrelerin net duyarlılığı ise beklendiği gibi, aksi yönlerde oluşan duyarlıkların karşılıklı etkileşim değerleri etkisi ile kolayca izah edilebilmektedir.

Termik santrallarda aynı yükte ve aynı miktarda yakıt kullanımında elektrik üretiminin artırılması ve çevre kirleticisi emisyonların azaltılması için yegane çıkış yolu, termik santral alt sistemlerinde oluşan ekserji (iş potansiyeli) kayıplarının gerekli yatırım harcamaları ile azaltılmasıdır. Bunun için santral alt sistemlerinde en yüksek ekserji kaybı olanlardan başlayarak aşağıya doğru gidilmesi gerekir. Bu durumda kazan %90 ekserji kaybıyla en başta ele alınması gerekmektedir. Bunu

sırası ile türbin, yakma havası önısıtıcısı, yoğuşturucu vb. alt sistemler takip etmektedir. Ekserji geri kazanım çalışmalarında, yapılması gereken yatırım harcamaları ile nereye kadar gidilebileceği, durulması gereken kırmızı (yasak) çizgiler, ancak ilgili marjinal ekonomik analiz sonuçları yardımı ile belirlenebilir. Bu analizleri etkileyen en önemli faktör elektrik fiyatlarındaki artış eğilimidir. Özellikle nükleer enerjiden kaçış, yüksek birim elektrik üretim maliyetli yenilebilir (biyokütle, rüzgar, güneş vb.) enerjilere bağımlı olma sürecinde, elektrik satış maliyetlerinin uzun bir süre artması kaçınılmazdır. Bu olgu, termik santrallarda özellikle kazanlarda ekserji geri kazanım yatırımlarını zorunlu ve cazip bir hale getirmektedir. Marjinal ekonomik analizde; ekserji geri kazanım ile üretilen fazla elektriğin satılması ile sağlanan yıllık getirinin, ekonomik koşulların yön verdiği geri ödeme süreleri veya amortzman süreleri dikkate alınarak belirlenecek ilave yıllık yatırım amortizmanı, işletme vb. yıllık toplam giderin, üzerinde olduğu sürece ekserji geri kazanım yatırımlarına devam edilmelidir. Söz konusu kırmızı çizgi yıllık marjinal elektrik getirisinin, yıllık marjinal amortizman vb. toplam giderine eşit olduğu başbaşa noktasıdır. Bu noktada her bir ekserji geri kazanım uygulamasında durulmalı, elektrik satış fiyatlarındaki artışa bağlı olarak en uygun yatırım zamanı beklenmelidir. Ekonomik ve politik koşullardaki gelişmelere bağlı olarak, elektrik satış fiyatları projeksiyonları yapılarak ve belli risklerde alınarak daha optimum düzeyde ekserji geri kazanım yatırımları yapılmalıdır.

## 10.2. İleriye Dönük Öneriler

1970'lerdeki 1. Ve 2. Enerji krizleri ardından petrol buna bağlı olarak tüm enerji fiyatlarındaki aşırı artışlar, petrol ve doğal gazın oldukça kısa kabul edilen bir gelecekte tükenmesi bilincini insanlık beynine yerleştirilmiş, insanlarda post modern kömür çağının yeniden başlaması fikrinin yaratmıştır. İyi kaliteli ve kolayca çıkarılabilen kömürlerin çoğunun tüketilmiş olması sonucu, bu çağı kömür değil, düşük kaliteli linyit çağı olarak isimlendirmek daha doğru olacaktır. Bu çağ ile sürdürülebilirlik doğrudan düşük kaliteli kömür esaslı temiz kömür teknolojilerin (akışkan yatak, gazlaştırma, süper kritik kazan, bileşik ısı güç, kombine çevrim, gazlaştırıcı kombine çevrim, CO<sub>2</sub> arıtma ve depolama vb.) geliştirilmesine ve

uygulanabilmesine bağlıdır. Tüm bu teknolojilerin iyileştirilmesi ve geliştirilmesinde ekserji ekonomisi analizleri, bu analizlerin sistem tasarım, optimizasyon ve uygulamasında başak bir işlev görmesi beklenmektedir. Bu nedenle bu gelişmeler bağlamında, bu çalışmada geliştirilen yaklaşımlar kullanılarak aşağıdaki çalışmaların yapılması önerilmiştir. Bu çalışmalar aşağıda başlıklı halinde verilmiştir:

- Düşük kaliteli linyitler ile çalışan akışkan yataklı kazanların ekserji ekonomisi yönünden analizi ve sonuçların alışılmış yakma sistemli kazanlar ile karşılaştırılması.
- Doğal dolaşimli ve zorlanmış geçişli (Benson veya Sulzer tipi) kazanlarda ekserji ekonomisi analizlerinin yapılması ve düşük kaliteli linyit kullanımında ilgili kazanların üstünlük ve sakıncalarının araştırılması.
- Kritik üstü basınçlı (süper kritik) kazanlarda ekserji ekonomisi analizlerinin yapılması ve bunların düşük kaliteli linyit kullanımı durumunda elektrik üretim maliyetinin en aza indirilmesi bağlamındaki özellik ve üstünlüklerinin araştırılması.
- Bileşik ısı gücü (kojenerasyon) ve kombine çevrim santrallerinde ekserji ekonomisi analizleri uygulanarak, elektrik üretim maliyetinin ve emisyonların azaltılmasındaki yöntemlerin ve sonuçlarının araştırılması ve irdelenmesi.
- Düşük kaliteli linyitler ile çalışan gazlaştırıcı kombine çevrim santrallerinde ekserji ekonomisi analizi ve uygulamaları ile elektrik üretim maliyetleri ve emisyonları en aza indirilmesi ile ilgili araştırma ve geliştirme çalışmalarının yapılması.

## KAYNAKLAR

1. Aljundi I. H., “Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan”, *Applied Thermal Engineering*, 29:324-328 (2009).
2. Kopak M., Hilalci Aç, “Effect of ambient temperature on the efficiency of the regenerative and reheat Çatalağzı power plant in Turkey”, *Applied Thermal Engineering*, 27:1377–1385 (2007)
3. Oktay Z., Investigation of coal-fired power plants in Turkey and a case study: Can plant, *Applied Thermal Engineering*, 29:550–557(2009)
4. Ganapathy T., Alagumurthi N., Gakkhar R. P., Murugesan K., “Exergy Analysis of Operating Lignite Fired Thermal Power Plant”, *JOURNAL OF Engineering Science and Technology Review*, 2: 123–130 (2009).
5. Regulagadda P., Dincer I., Naterer G.F. “Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses”, *Applied Thermal Engineering*, 30: 970–976 (2010).
6. Durmaz, A., “Kömürün Yanması, Kömür Özellikleri Teknolojisi ve Çevre İlişkileri”, *İstanbul Teknik Üniversitesi*, İstanbul, 353-394 (1998).
7. Durmaz, A., “Modeling Simulation and Optimization of the Combustion Control System of a Steam Generator”, *Proceedings of AMSE Conference on Modeling and Simulation*, 80-97 (1982).
8. Durmaz A., “Regelkreisoptimierung eines im Gleitdruck betriebenen Bensonkessels”, *Energie*, 213-216 (1973).
9. Çengel, Y., Boles, M., “Thermodynamics: An Engineering Approach”, *McGraw Hill College Div.*, 116-129 (1994).
10. Durmaz, A., Güngen, G., Karabay, M., Ercan Y., “Application of Energy Conservation Techniques to Some Industrial Complexes in Turkey”, *Symposium on the Outlook of Energy in the Third World*, Tahran, 1-30 (1983).
11. Ann, Y.K., “Application of a Boiler Performance Model to Evaluate Low Rank Coal Fired Subcritical and Supercritical Boilers”, *Proceedings of Annual International Pittsburgh Coal Conference*, Pittsburgh, 157-164 (1995).
12. Durmaz, A., “Enerji Tasarrufu Önlemlerinin ve Bileşik Isı Güç Santrali Uygulamalarının Hava Kirliliği Kontrolündeki Önemi”, *Çevre Sempozyumu*, İzmir, 45-53 (1987).

13. Durmaz, A., “Düşük Kaliteli Linyitlerin Elektriğe Dönüşümünde Yanma-Emisyon Sorunları ve Yanma Optimizasyonu”, *EÜAŞ Genel Müdürlüğü Semineri*, Ankara, 1-12 (2005)
14. Durmaz, A., Çürüksulu, M., “Düşük Kaliteli Linyitler İçin Yakma Sistemi Tasarımı ve Uygun Yanma Koşullarının Oluşturulması”, *Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi GAP V. Mühendislik Kongresi Bildiriler Kitabı*, 1 (34): 264-272 (2006).
15. Babcock, G.H., Wilcox, S., “Steam/Its Generation and Use”, *The Babcock & Wilcox Company*, 67-245 (1972).
16. Ercan, Y., Durmaz, A., Çürüksulu, M., “Türkiye Çimento Sektöründe Enerji Verimliliğinin Artırılması ve Sera Gazı Emisyonlarının Azaltılması İle İlgili Fayda-Maliyet Analizleri”, *TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi*, 55-59 (2006).
17. Kıyıkım, C., “Öğütülmüş Linyit ile Çalışan Bir Termik Santral Kazanı Tasarımı ile İlgili Bilgisayar Programı Geliştirilmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 62-79 (2003).
18. Kakaç, S., Arınç, F., “Örneklerle Mühendislik Isı Transferinin Esasları”, *Pelikan Yayıncılık*, 249-383 (2004).
19. Basu, P., Kefa, C., Jestin, L., “Boiler and Burners: Design and Theory”, *Springer Verlag*, 128-211 (2000).
20. Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), VDI-Warmeratlas, *Springer-Verlag*, Berlin (2006)
21. Internet: <http://www.hrsgdesign.com/design0.htm>
22. Ledinegg, M., “Dampfzeugung, Dampfkessel und Feuerungen”, *Springer-Verlag*, 1-255 (1966).
23. Thermoflex. Thermoflow. Inc. 29 Hudson Road Sudbury. MA 01776 · USA
24. Nag P.K., “Power Plant Engineering”, *Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited*, 7 West Patel Nagar, New Delhi, 110, (2008)
25. Rosen M.A., Dinçer İ., “Exergy as the Confluence of Energy, Environment, and Sustainable Development”, *Exergy-an International Journal*, 1: 3-13 (2000)
26. Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., “Thermal Design and Optimization”, *Jhon Wiley & Sons, Inc*, (1996)
27. Kotas T. J., “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”, *Anchor Brendon Ltd, Tiptree*, Essex. (1985)



## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : AMIRABEDIN Ehsan  
 Uyuğu : İranlı  
 Doğum tarihi ve yeri : 03.07.1982, Tabriz  
 Medeni hali : Bekâr  
 Telefon : 0 534 739 49 95  
 e-mail : [ehsançamirabedin@gmail.com](mailto:ehsançamirabedin@gmail.com)

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Tabriz I. A.U. Mak.Müh.Böl.	2003

### Dil bilgisi

Azerice, Farsça, Türkçe, İngilizce, Almanca, Arapça

### YAYINLAR

1. Yilmazoglu M., *Amirabedin Ehsan*, “ Sensitivity analysis of the effect of environment and fuel circumstances on system, in the natural gas compression stations operated with gas turbine ”, In press, *TUBAV Journal of Science*, 2010.
2. *Amirabedin Ehsan*, Yilmazoglu Z., Durmaz A, “ Design and exergy analysis of a thermal power plant using different types of Turkish lignite ”, In press, *International Journal of Thermodynamic*, 2011.
3. Yilmazoglu M., *Amirabedin Ehsan*, “ Second law and sensitivity analysis of a combined cycle power plant in Turkey ”, In press, *Journal of Thermal Science and Technology*, 2011.
4. *Amirabedin Ehsan*, Yilmazoglu Z., Shotorban B., “Parametric analysis of Organic Rankin Cycle power plant coupled to a gas pipeline compression station”, Under review, *Energy Conversion and Management*
5. *Amirabedin Ehsan*, Yilmazoglu Z., Başkaya Ş., “Exergetic evaluation of an Integrated Gasification Combined Cycle Power Plant simulated by seven different types of Turkish lignite”, Under review, *Journal of Power and Energy*
6. Yilmazoglu Z., *Amirabedin Ehsan*, “Parabolic Trough Type Solar Collectors in a Direct Type Rotary Coal Dryer”, Under review, *Heat and Mass Transfer*

7. Yilmazoglu Z., Amirabedin Ehsan, Kayacan I., “Investigation of heat, steam and electricity generation from municipal solid waste by gasification”, Under review, *DEÜ Journal Of Engineering Sciences*
8. Yılmazoglu Z., Rahim M., Amirabedin Ehsan, “Comparison of absorption cooling and fogging inlet air cooling systems in gas turbine power plants”, *5<sup>th</sup> International Ege Energy Symposium and Exhibition, 2010, Denizli, Turkey*
9. Amirabedin Ehsan, Yılmazoglu Z., Durmaz A., “Utilization of the exhaust gas of a gas pipeline compression station to generate electricity”, *Linnaeus, ECO-TECH'10, 2010, Kalmar, Sweden*
10. Amirabedin Ehsan, Yılmazoglu Z., “Technical and environmental investigation of co-firing of lignite and biomass in Çan circulating fluidized bed power plant”, *19<sup>th</sup> European Biomass Conference and Exhibition, 2011, Berlin, Germany*
11. Amirabedin Ehsan, Yılmazoglu Z., “Utilization of a parabolic trough solar system in a direct type rotary coal dryer”, *Global Conference On Global Warming, 2011, Lisbon Portugal*
12. Rahim M., Amirabedin Ehsan, Abusoglu A. “Exergetic analyses of heat recovery steam generators in a combined cycle power plant”, *5<sup>th</sup> International Exergy, Energy and environment Symposium, 2011, Luxor, Egypt*