

**GÜCÜ 600 MW OLAN SÜPER KRİTİK BİR
ELEKTRİK SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ
ANALİZİNİN BELİRLENMESİ**



**2018
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Mehmet Yasir ARAT

**GÜCÜ 600 MW OLAN SÜPER KRİTİK BİR ELEKTRİK SANTRALİNİN
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN BELİRLENMESİ**

Mehmet Yasir ARAT

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalında

Yüksek Lisans Tezi

Olarak Hazırlanmıştır

KARABÜK

Eylül 2018

Mehmet Yasir ARAT tarafından hazırlanan “GÜCÜ 600 MW OLAN SÜPER KRİTİK BİR ELEKTRİK SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN BELİRLENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Mehmet ÖZALP

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 19/09/2018

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Mehmet ÖZALP (KBÜ)

Üye : Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)

Üye : Prof. Dr. Kurtuluş BORAN (GAZİÜ)

...../...../2018

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Filiz ERSÖZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Mehmet Yasir ARAT

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

GÜCÜ 600 MW OLAN SÜPER KRİTİK BİR ELEKTRİK SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN BELİRLENMESİ

Mehmet Yasir ARAT

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Mehmet ÖZALP

Eylül 2018, 100 sayfa

Günümüz teknolojilerinde enerji verimliliği ve çevre duyarlılığı konusunda ultra süper kritik ve süper kritik sistemle çalışan santraller çok büyük önem arz etmektedir. Bu tesisler sayesinde, geleneksel santral tiplerine göre %10 - %15'lere varan ciddi verim artışları elde edilebilmektedir. Aynı zamanda modern filtrasyon sistemlerine sahip olmaları ve bu sistemlerin adapte edilebilme kolaylığı nedeniyle çevreye olan olumsuz etkileri çok daha düşüktür.

Santral teknolojilerinde tasarrufu sağlayacak, sistem ömrünü uzatıp bakım giderlerini azaltacak ve verimi artıracak diğer bir hususta ekserji analizidir. Ekserji, yeni santral projelerinin fizibilite çalışmalarında, eski santrallerin modernizasyonunda ve çalışır durumdaki tesislerin verimlilik ve iyileştirme analizlerinde oldukça önemli bir yere sahiptir. Tüm endüstriyel yapılarda olduğu gibi süper kritik santrallerde de mevcut yapıyı muhafaza etmek ve eksik olan noktalarda iyileştirmeler yapmak için

sık sık tesiste ekserjetik verim analizleri yapılarak ekipmanlar kontrol ve takip edilmelidir.

Bu çalışmada, İÇDAŞ Elektrik Enerjisi Üretim ve Yatırım A.Ş. bünyesindeki, Çanakkale ilinde sadece elektrik üretmek amacıyla kurulmuş 2×600 MW güç üretim kapasiteli süper kritik Bekirli Termik Santrali'nin bir ünitesi ele alınmıştır. Bu tesis üzerinde önce tam yükte, daha sonra farklı yükler altında enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve bulunan sonuçlar grafikler halinde verilerek karşılaştırılmıştır. Santralde öncelikli olarak su-buhar, yanma havası ve baca gazını içeren proses şeması oluşturulmuş ve ardından ekipman giriş ve çıkışları için 52 adet düğüm noktası tayin edilmiştir. Bu noktalar için enerji ve ekserji değerleri belirlenerek ilgili ekipmanlara ait analizler yapılmıştır. Tam yük altında yapılan hesaplamalar ile farklı yüklerde belirlenen sonuçlar, kayıp enerji, ekserji yıkımı, kazan ve tesis genel verimleri yönünden karşılaştırılmıştır. İncelenen tüm yüklerde en büyük enerji kaybı ve ekserji yıkımı kazanda meydana gelmiştir. Tam yük için bu değerler sırasıyla 277543,35 kW ve 700653,59 kW'dır. Tam yükte ekserji verimi açısından en verimli ekipman %96,64 ile KBS pompası olurken, en verimsiz ekipman %49,22 ile kondenser olmuştur. Santral yükü azaldıkça kazan ve tesis genel veriminin azaldığı, yine aynı şekilde kazan ve diğer ekipmanların ekserji verimliliğinin de genel olarak azaldığı görülmüştür.

Anahtar Sözcükler : Enerji, ekserji, verim, süper kritik, kritik nokta, termik santral.

Bilim Kodu : 914.1.233

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

DETERMINATION OF ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF A SUPER CRITICAL ELECTRIC POWER PLANT WITH POWER 600 MW

Mehmet Yasir ARAT

Karabuk University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Main Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Mehmet ÖZALP

September 2018, 100 pages

In today's technology, power plants operating with ultra-super-critical and super-critical systems have great importance in terms of energy efficiency and environmental sensitivity. Thanks to these facilities, it is possible to achieve significant yield increases of up to %10 - %15 compared to conventional power plant types. At the same time, their negative effects on the environment are much lower due to the easiness of adapting these systems and that they have modern filtration systems.

Another important issue is the exergy analysis to provide savings in the plant technology, to extend system life, to reduce maintenance costs, and to increase efficiency. Exergy has a very important place in feasibility studies of new plant projects, in modernization of old plants and in efficiency and improvement analysis

of plants in operation. As with all industrial structures, in order to maintain the current structure in super-critical plants and to make improvements in the missing points, frequent plant exergy yield analyses should be made and the equipment should be controlled and monitored.

In this study, a unit of Bekirli Thermal Power Plant, which is a supercritical superheat thermal power plant with 2×600 MW power production capacity, owned by İÇDAŞ Elektrik Enerjisi Üretim ve Yatırım A.Ş and established in Çanakkale province, was dealt. Energy and exergy analysis in this facility was carried out firstly under full load and then under different loads and the results were given and compared in Graphics. At the plant, primarily a process scheme including water-vapor, combustion air and flue gas was created and 52 nodal points were assigned for equipment inputs and outputs. Energy and exergy values were found for these points and the related equipment was analyzed. The calculations under the full load were made and compared with the found results the at different loads in terms of energy loss, exergy destruction, the overall efficiency of the boiler and the plant. The greatest energy loss and the exergy destruction at all examined loads had occurred at the boiler. According to full load, this values are 277543,35 kW and 700653,59 kW, respectively. In terms of exergy yield, the most efficient equipment at full load was the KBS pump with 99,64% and the most inefficient equipment was the condenser with 49,22%. It has been observed that as the plant load decreases, the overall efficiency of the boiler and the plant, and the exergetic efficiency of the boiler and the other equipment decreases in the same way.

Key Word : Energy, exergy, efficiency, super critical, critical point, power plant.

Science Code : 914.1.233

TEŞEKKÜR

Bu tez çalıőmasının planlanmasında ve oluşumunda bana yol gösteren danışman hocam sayın Prof. Dr. Mehmet ÖZALP'e teşekkürlerimi sunarım.

Bugüne kadar maddi manevi desteğini esirgemeyen, bana yol gösteren anne ve babama, tezimin hazırlanma süreci boyunca bana her konuda yardımcı olan, moral ve motivasyon sağlayan sevgili eşime, yüksek lisans eğitimi ve yüksek lisans eğitim-öğretim süresi boyunca iş saatlerinde sunduğu esneklik ve çalışanlarını bu konuda teşvik edici politikası nedeniyle KARDEMİR A.Ő. yönetimine ve de tesis bilgilerinin kullanımı için gerekli izni veren İÇDAŞ A.Ő. ailesine ayrıca teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvi
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	4
LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	4
BÖLÜM 3	8
SÜPER KRİTİK SANTRAL TEKNOLOJİSİ VE KRİTİK ALTI SANTRALLERE GÖRE AVANTAJLARI	8
3.1. ÇEVİRİMİN VERİMİNİ ARTIRMA YOLLARI.....	9
3.1.1. Ara Kızdırmalı çevrim.....	9
3.1.2. Ara Kademe Buhar Alma	11
3.1.3. Kritik Nokta Üzerinde Çalışma.....	12
3.1.4. Süper Kritik Start-up Sistemi	13
BÖLÜM 4	15
SİSTEM TANIMI VE EKİPMAN ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ.....	15
4.1. SİSTEM TANIMI VE KAPASİTE BİLGİLERİ	15
4.2. BUHAR KAZANI.....	16

	<u>Sayfa</u>
4.3. YAKIT NAKİL VE BESLEME SİSTEMİ	18
4.4. BACA GAZI ARITMA SİSTEMLERİ	19
4.5. BUHAR TÜRBİNİ.....	21
4.6. KONDENSER.....	22
4.7. KONDENSAT POMPASI	23
4.8. DÜŞÜK BASINÇLI (LP) ISITICI GRUBU	24
4.9. DEGAZÖR (BESLEME DEPOSU)	24
4.10. BOOSTER (YARDIMCI) POMPA	25
4.11. TÜRBİNLİ KAZAN BESLEME SUYU POMPASI.....	26
4.12. YÜKSEK BASINÇLI (HP) ISITICI GRUBU	27
4.13. SOĞUTMA SUYU SİSTEMİ.....	28
BÖLÜM 5	30
ENERJİ VE EKSERJİ	30
5.1. ENERJİ KAVRAMI VE BİÇİMLERİ.....	30
5.2. EKSERJİ	32
5.2.1. Ekserji Çeşitleri	34
5.2.1.1. Fiziksel Ekserji.....	34
5.2.1.2. Kimyasal Ekserji	35
5.2.1.3. Termal Ekserji.....	36
5.2.1.4. Isı Transferinin Ekserjisi	36
5.2.1.5. İş Ekserjisi.....	37
5.2.2. Ekserjinin Kapalı ve Açık Sistemler Yönünden Ele Alınması.....	37
5.2.3. Tersinir iş ve Tersinmezlik Kavramı	37
5.2.4. İkinci Yasa Verimi.....	39
BÖLÜM 6	40
600 MW GÜCÜNDEKİ SÜPER KRİTİK BİR SANTRALİN TAM YÜKTE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ	40
6.1. YAKITIN ENERJİ VE EKSERJİ HESABININ YAPILMASI.....	43
6.2. BACA GAZININ ENERJİ VE EKSERJİ HESABININ YAPILMASI.....	44
6.2.1. Baca Gazı Bileşenlerinin Molar Debilerinin Belirlenmesi	44

Sayfa

6.2.1.1. Baca Gazı İçerisindeki O ₂ 'nin Molar Debisi	45
6.2.1.2. Baca Gazı İçerisindeki SO ₂ 'nin Molar Debisi	45
6.2.1.3. Baca Gazı İçerisindeki CO'nun Molar Debisi	45
6.2.1.4. Baca Gazı İçerisindeki NO'nun Molar Debisi.....	46
6.2.1.5. Baca Gazı İçerisindeki CO ₂ 'nin Molar Debisi.....	46
6.2.1.6. Baca Gazı İçerisindeki H ₂ O'nun Molar Debisi	46
6.2.1.7. Baca Gazı İçerisindeki N ₂ 'nin Molar Debisi	47
6.2.2. Baca Gazı Entalpisinin Belirlenmesi	47
6.2.3. Baca Gazı Ekserjisinin Belirlenmesi	48
6.3. YANMA HAVASININ ENERJİ VE EKSERJİ HESABININ YAPILMASI	50
6.4. DİĞER DÜĞÜM NOKTALARININ ENERJİ VE EKSERJİ DEĞERLERİ	52
6.5. TESİS EKİPMANLARININ TAM YÜKTE ENERJİ KAYIPLARI VE EKSERJİ YIKIMLARININ HESAPLANMASI	54
6.5.1. Kazana Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması	55
6.5.2. HP (yüksek basınç) Türbine Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması	57
6.5.3. IP (orta basınç) Türbine Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması....	58
6.5.4. LP (Düşük basınç) Türbinlerine Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması	59
6.5.5. Kondensere Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması.....	61
6.5.6. Kondensat pompasına Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması.....	62
6.5.7. LP (Düşük basınçlı) ısıtıcılara Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması.....	63
6.5.8. Degazöre Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması	64
6.5.9. Booster (Yardımcı) Pompaya Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması	65
6.5.10. Kazan Besleme Suyu Pompa Türbinine Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması	67
6.5.11. Kazan Besleme Suyu Pompasına Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması	68
6.5.12. HP (Yüksek basınçlı) ısıtıcılara Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması	69
6.6. TAM YÜKTE TESİS VERİMİNİN HESABI	71
BÖLÜM 7	72

	<u>Sayfa</u>
SANTRALİN FARKLI YÜKLERDEKİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ	72
7.1. YAKITIN ENERJİ VE EKSERJİ HESABININ YAPILMASI.....	73
7.2. BACA GAZININ ENERJİ VE EKSERJİ HESABININ YAPILMASI.....	73
7.2.1. Baca Gazı Bileşenlerinin Molar Debilerinin Belirlenmesi.....	73
7.2.2. Baca Gazı Entalpilerinin Belirlenmesi	74
7.3. YANMA HAVASININ ENERJİ VE EKSERJİ HESABININ YAPILMASI.....	75
7.4. DİĞER DÜĞÜM NOKTALARININ ENERJİ VE EKSERJİ DEĞERLERİ	76
7.5. TESİS EKİPMANLARININ FARKLI YÜKLERDE ENERJİ KAYIPLARI VE EKSERJİ YIKIMLARININ HESAPLANMASI.....	83
7.6. KAZAN TERMAL VERİMİ	83
7.7. TESİS GENEL VERİMİ	84
BÖLÜM 8	87
SONUÇLAR VE TARTIŞMA	87
BÖLÜM 9	94
DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER.....	94
KAYNAKLAR	97
ÖZGEÇMİŞ	100

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Ara kızdırmalı çevrim ve çevrime ait T-s diyagramı	10
Şekil 3.2. Basit Rankine çevrimi ve ara kızdırmalı çevrim T-s diyagramları	11
Şekil 3.3. Ara buhar almalı bir santralin çalışma şeması	11
Şekil 3.4. Kritik altı ve kritik üstü tip buhar-su çevrimlerinin T-s diyagramları	12
Şekil 3.5. Su için basınç-sıcaklık diyagramı ve kritik bölge	13
Şekil 3.6. Süper kritik bir kazanın yapısı	14
Şekil 4.1. Kazan - türbin binası genel görünüşü.....	17
Şekil 4.2. Kazan yakıt yakıcıları	17
Şekil 4.3. Kömür besleme sistemi	19
Şekil 4.4. Baca gazı arıtma sistemleri	21
Şekil 4.5. Yüksek, orta ve düşük basınç A-B türbinleri.....	22
Şekil 4.6. Kondenser genel görünüşü ve iç yapısı.....	23
Şekil 4.7. Kondensat pompası	23
Şekil 4.8. 5 ve 6 numaralı düşük basınçlı (LP) ısıtıcılar	24
Şekil 4.9. Degazör (Besleme Deposu).....	25
Şekil 4.10. Booster (yardımcı) pompa.....	26
Şekil 4.11. Kazan besleme suyu pompası ve türbini.....	27
Şekil 4.12. Yüksek basınçlı (HP) ısıtıcılar	28
Şekil 6.1. 600 MW kapasiteli süper kritik bir santralin proses düğüm noktaları	41
Şekil 6.2. Buhar kazanı akım şeması.....	55
Şekil 6.3. HP türbin akım şeması	57
Şekil 6.4. IP türbin akım şeması.....	58
Şekil 6.5. LP türbin akım şeması.....	59
Şekil 6.6. Kondenser akım şeması.....	61
Şekil 6.7. Kondensat pompası akım şeması	62
Şekil 6.8. LP (düşük basınç) ısıtıcı grubu akım şeması.....	63
Şekil 6.9. Degazör akım şeması	64
Şekil 6.10. Booster pompa akım şeması.....	65
Şekil 6.11. Kazan besleme suyu türbini akım şeması	67

	<u>Sayfa</u>
Şekil 6.12. Kazan besleme suyu pompası akım şeması	68
Şekil 6.13. HP (yüksek basınç) ısıtıcı grubu akım şeması	69
Şekil 8.1. Farklı santral yüklerinde sistem ekipmanların (pompalar hariç) kayıp enerji grafiği	90
Şekil 8.2. Farklı santral yüklerinde sistem pompalarının kayıp enerji grafiği	90
Şekil 8.3. Farklı santral yüklerinde sistem ekipmanlarının (pompalar hariç) ekserji yıkım grafiği	91
Şekil 8.4. Farklı santral yüklerinde sistem pompalarının ekserji yıkım grafiği	91
Şekil 8.5. Farklı santral yüklerinde sistem ekipmanlarının (pompalar hariç) ekserji verim grafiği	92
Şekil 8.6. Farklı santral yüklerinde sistem pompalarının ekserji yıkım grafiği	92
Şekil 8.7. Farklı santral yüklerinde kazan ve tesis net verim tabloları	92

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1. Santral dizayn değerleri	15
Çizelge 6.1. Proses düğüm noktalarının tanımlandırılması.....	42
Çizelge 6.2. Kömürün kimyasal bileşim (%) ve özellikleri.	43
Çizelge 6.3. Kazan baca gazı ürünlerinin mol oranları.	47
Çizelge 6.4. Baca gazı bileşenlerinin özgül ısıları	48
Çizelge 6.5. Bileşenlerin molar oranları ve standart molar kimyasal ekserjileri.	49
Çizelge 6.6. Hava bileşenlerinin molar oranları ve molar kimyasal ekserjileri.	51
Çizelge 6.7. 600 MW yükte santral düğüm noktalarının termodinamik değerleri...	53
Çizelge 6.8. Tam yükte ekipmanların kayıp enerji ve ekserji performansları.	70
Çizelge 7.1. Yakıtın farklı yüklerdeki debi, enerji ve ekserji bilgileri.....	73
Çizelge 7.2. Baca gazının farklı yüklerdeki molar debileri.....	73
Çizelge 7.3. Farklı yüklerde kazan baca gazı ürünlerinin molar debi ve oranları. .	74
Çizelge 7.4. Baca gazının farklı yüklerdeki özgül ısı, enerji ve ekserji değerleri....	75
Çizelge 7.5. Yanma havasının farklı yüklerdeki enerji ve ekserji değerleri.	75
Çizelge 7.6. 550 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri	76
Çizelge 7.7. 500 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri	77
Çizelge 7.8. 450 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri	79
Çizelge 7.9. 400 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri	80
Çizelge 7.10. 350 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri	82
Çizelge 8.1. Farklı yüklerde sistem ekipmanlarının kayıp enerjileri.	87
Çizelge 8.2. Farklı santral yüklerinde sistem ekipmanlarının ekserji yıkımları.....	87
Çizelge 8.3. Farklı santral yüklerinde türbinlerin yaptığı mekanik işler.....	88
Çizelge 8.4. Farklı santral yüklerinde sistem ekipmanlarının ekserji verimleri.....	88
Çizelge 8.5. Farklı santral yüklerinde kazan ve tesis genel verimleri.....	93

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- Ar : argon
 \bar{C}_p : molar özgül ısı (kJ/kmol.K)
CO : karbon monoksit
CO₂ : karbon dioksit
 \dot{E} : toplam enerji (kW)
ex : birim kütle için özgül ekserji (kJ/kg)
ex^d : yakıtın spesifik ekserjisi (kcal/kg)
 \bar{e}_x : molar özgül ekserji (kJ/kmol)
Ex : toplam ekserji (kW)
h : özgül entalpi (kJ/kg)
H_u : yakıtın alt ısı değeri (kcal/kg)
H₂O : su
I : toplam tersinmezlik (kW)
 \dot{m} : kütleli debi (kg/s)
 \dot{n} : molar debi (kmol/s)
N₂ : azot gazı
NO_x : azot oksit
O₂ : oksijen gazı
P : basınç (bar-kPa)
 \dot{Q} : ısı geçişi (kW)
 \bar{R} : evrensel gaz sabiti (8,314 kJ/kmol.K)
s : entropi (kJ/kg.K)
SO₂ : kükürt dioksit
T : sıcaklık (°C-K)
U : toplam iç enerji (kW)
 \dot{V} : hacimsel debi (m³/s)

\dot{W} : toplam iş (kW)
y : molar oran
 Φ : yakıt ekserjisinin, yakıtın alt ısı değerine oranı
 ω : yakıt bünyesindeki su oranı
 η : verim (%)

Alt İndisler:

bg : baca gazı
kr : kritik nokta
ç : çıkan
g : giren
0 : ölü hal (çevre) durumu
fg : doymuş buhar ile doymuş sıvı arasındaki özellik farkı
f : yararlı
tr : tersinir
i : bileşen

Üst İndisler:

fiz : fiziksel
k : kinetik
kim : kimyasal
p : potansiyel
top : toplam

KISALTMALAR

BP : Booster (Yardımcı) Pompa
CEMS : Continuous Emissions Monitoring Systems (Baca Gazı Emisyonu Sürekli Takip Sistemi)
COP : Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
DCS : Distributed Control System

DGZ : Degazör (Besleme Deposu)
ESP : Electrostatic Precipitator (Elektrostatik Filtre)
FGD : Flue Gas Desulphurisation (Baca Gazı Kükürttten Arındırma)
FDF : Forced Draft Fan (Zorlanmış Çekiş Fanı)
G : Generator (Jeneratör)
HP : High Pressure (yüksek basınç)
HPI : High Pressure (Yüksek Basınçlı) Isıtıcı
HPT : High Pressure Turbine (Yüksek Basınç Türbini)
IP : Intermediate Pressure (Orta Basınç)
IDF : Inducer Draft Fan (Cebri Çekiş Fanı)
IPT : Intermediate Pressure Turbine (Orta Basınç Türbini)
KE : Kimyasal Enerji
KBSP : Kazan Besleme Suyu Pompası
KBST : Kazan Besleme Suyu Türbini
KON : Kondenser
KP : Kondensat Pompası
LP : Low Pressure (Düşük Basınç)
LPI : Low Pressure (Düşük Basınçlı) Isıtıcı
LPT : Low Pressure Turbine (Düşük Basınç Türbini)
PE : Potansiyel Enerji
PAF : Primer Air Fan (Brincil Hava fanı)
RH : Reheat (ara kızdırma)
SH : Superheater (ana kızdırıcı)
SCR : Selective Catalytic Reduction (NOx indirgeme sistemi)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Enerji tüketimi ülkelerin kalkınma seviyelerini ve toplumların yaşam standartlarını gösteren en önemli göstergelerden biridir. Nüfus artışı, kentleşme, sanayileşme ve teknolojik gelişmeler doğrudan enerji tüketimini artırmaktadır. Buna paralel olarak bu hızlı büyüme trendi, hava, su, toprak kirlenmeleri ve sera etkisi gibi önemli çevresel sorunları beraberinde getirmektedir [1].

Günümüzde yenilenebilir enerji kaynaklarında çok olumlu gelişmeler olmasına rağmen, bu kaynaklarla henüz büyük kapasiteli üretimler sağlanamamaktadır. Bu sebeple büyük üretim kapasiteli santral teknolojilerinin çoğu, kömür, doğalgaz gibi büyük enerjiler elde edilebilen fakat rezervi olan ve bir gün bitecek yakıtlarla üretimlerini gerçekleştirmektedirler. Enerjiye olan ihtiyacın sürekli arttığı düşünüldüğünde bu durumun uzun bir süre daha devam etmeyeceği aşikardır. Aynı zamanda bu yakıtlar maliyetin en önemli kısmını oluşturmaktadır. Burada önemli olan bu yakıtları minimum düzeyde maksimum verimde kullanabilmek, hem maliyeti düşürmek hemde yakıt rezervinin daha uzun süre kullanılabilmesini sağlamaktır.

Dünyada yaygın olup Türkiye’de yeni bir konu olan süper kritik ve ultra süper kritik santral teknolojileri enerji verimliliğini artırmada ve çevresel kirliliği minimum düzeye çekmedeki faydaları açısından çok önemlidir. Kritik altı santrallere göre %10 ila %15’e varan verim artışları bu teknolojilerle direkt olarak sağlanmaktadır. Bu teknolojiye su, kızgın buhara dönüştüğü kritik sıcaklık ve basınç noktalarının üzerinde tutularak, ara geçiş fazına girmeden kızgın buhara dönüştürülür. Buradaki amaç suyun tamamından kızgın buhar olarak faydalanmaktır.

Kritik üstü santrallerin yaygınlaşmasıyla birlikte, Türkiye’nin birim enerji başına harcadığı ısı miktarı, dolayısıyla yaktığı yakıt miktarı azalacak, bunun sonucunda

daha az yakıtla daha çok enerji üretecek ve mevcut kaynak rezervlerinde tasarrufa giderek bu rezervlerden daha uzun sürede yararlanabilecektir. Bunun yanında geleneksel santrallere göre, bünyesinde kullanım kolaylığı sağlayan daha fazla kontrol sisteminin bulunması ve tüm bu sistemlerin birbiriyle entegre olacak şekilde santral bünyesine adaptasyon kolaylığı nedeniyle ayrıca tercih sebebidir.

Süper kritik teknolojisine nazaran geleneksel kömür santralleri, kritik altı koşullarda ve düşük verimlerde çalışmakta, buda mevcut yakıt rezervini daha hızlı tükettiği gibi çevre kirliliğine de daha fazla sebep olmaktadır. Tüm bu nedenlerden dolayı enerji santralleri ve Rankine buhar çevriminde verim artırma çalışmaları üzerinde durulmakta, süper kritik ve ultra süper kritik koşullarda buhar üretimi ile daha verimli santraller tasarlanmaktadır. Türkiye’de ultra süper kritik teknolojisi henüz yeni kullanılmakta olup, yeni devreye alınan bir adet tesis vardır. Süper kritik teknolojiyle bir ya da birden fazla üniteyle çalışan bir kaç farklı santral grubu bulunmaktadır.

Isıl sistemlerin değerlendirilmesinde artık büyük öneme sahip olan ve enerjinin niceliğinin yanında niteliğini de inceleme imkanı veren ekserji metoduyla santrallerin performans analizleri daha net yapılabilmektedir. Bu sayede su, buhar, yanma havası ve baca gazı döngülerinin içinde yer alan kazan, türbin ve diğer ekipmanların verimlilikleri bulunup, kullanılabilir olduğu halde kullanılmadan dönüşen enerjinin değerlendirilmesi konuları yorumlanabilir [2].

Enerjinin korunumu kavramı santral bileşenlerinin kayıplarının ayrıntılı analizini veremez. Doğru bir analiz için tersinmezliklerin tespit edilmesi gerekir. Ekserji analizi proseten beklenen maksimum çalışmayı gösterebildiği gibi, enerjinin kalitesinde belirler [3]. Ekserji faydalı ömrünü dolduran ya da uzun süredir çalışmakta olan tesislerde optimizasyon ve modernizasyon çalışmaları yapılmadan önce yapılacak fizibilite çalışmalarının temelini oluşturur.

Son yıllardaki iklim değişikliklerine karşı alınacak tedbirlerde en önemli madde, enerji verimliliğini hem tüketim hem de üretim tarafında artırmaktır. Yeni kurulacak santrallerde eğer süper kritik kazanlar kullanılırsa verim önemli oranlarda artacaktır.

Santraller servise alınıp belirli bir süre çalıştıktan sonra dizayn edildikleri değerlere göre performansları düşmeye başlar. Ekipmanların malzeme yapısında sünme, korozyon, aşınma, yorulma gibi oluşumlar görülür. Bazı parçaların dayanım ve ömürleri konusunda tereddütler oluşur. Bu aşamalarda yeni bir tesis kurmak ya da mevcut tesiste kapsamlı iyileştirmelere gitmek gerekebilir. Bu noktada rehabilitasyon kavramı ön plana çıkmaktadır. Eski santrallerde verimi artırmak için bir çok ülkede rehabilitasyonlar yapılmaktadır. Kojenerasyon da verimi artırmak için önemli bir araçtır. Bu sayede üretilen elektrik enerjisi miktarı, verim, emre amadelik, güvenilirlik ve işletme süresinde artışlar sağlanacağı gibi jeneratör ve diğer ekipmanlardaki kayıplar azaltılacaktır. Bu rehabilitasyonların da tesiste nerelere ve ne oranda yapılacağı iyi bir ekserji çalışmasıyla mümkündür [4].

Türkiye’de özellikle kamu hizmetindeki santrallerde geçmiş dönemler de ekserji analizi üzerine çok durulmayan bir konu iken, şuan dünyadaki enerji verimliliği, çevre kirliliği ve rezerv durumu önem kazandıkça iyileşme göstermiş ve önemli hale gelmiştir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Keng Choon Lee, Jeotermal kaynakların akışkan hazne sıcaklıklarına göre düşük orta ve yüksek entalpi kaynakları olarak sınıflandırıldığından bahsetmiş, fakat bu durumun bir belirsizlik yarattığını, bu kaynakların termodinamik iş yapabilme yeteneklerine göre sınıflandırılması gerektiğini belirtmiştir. Lee bu çalışmasında, jeotermal kaynakların, spesifik ekserji endeksleri (SE_{xl}), $SE_{xl} < 0.05$, $0.05 \leq SE_{xl} \leq 0.5$, $SE_{xl} \geq 0.5$ 'e göre sırasıyla düşük, orta ve yüksek kaliteli kaynaklar olarak sınıflandırılmasını önermiştir [5].

Szargut vd, tipik termal ve kimyasal proseslerin ekserji analizi, tersinirlik ve tersinmezlik kavramları, harici ekserji kayıplarının azaltılması, ekserjinin termoekonomik ve ekolojik uygulamalarından bahsetmişlerdir [6].

Abdulrahman Almutairi, Sabiya Kombine Çevrim Santali'nin işletme verilerini kullanarak enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Çalışmada ara kızdırmalı ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü üzerinde bir duyarlılık analizi yapılarak sistem IPSEpro yazılımı kullanılarak modellenmiştir. Santralin performansı, farklı iklim koşulları, basınç oranları, kısma noktası sıcaklığı, yüksek basınçlı buhar ve kondenser basınç değerleri açısından incelenmiştir. Sonuçlar toplam ekserji tahribatının %60,9'unun sistemdeki tersinmezliklerin ana kaynağı olan yanma odasında meydana geldiğini ortaya çıkarmıştır [7].

Kopaç ve Hilalci, yaptıkları çalışmada; Zonguldak Çatalağzı Termik Santrali'ne enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. 0.5 mm'nin altında parçacık boyutuna sahip düşük kalorifik değerli kömür kullanılan santralde her bir sistem ekipmanının enerji kaybını belirlemişler ve 5°C - 35°C arasında değişen farklı ortam sıcaklıklarına göre ekserji analizi yapıp tüm tersinmezlikleri belirlemişlerdir. Farklı çevre sıcaklıklarına

göre ekipmanların ekserjik verimlerini bulmuşlardır. En verimsiz ekipman olarak kazan tespit edilmiş olup, ortam sıcaklığının kazan tersizmezliği üzerinde önemli etkisi olduğu fakat diğer ekipmanlarda önemli bir etkiye sahip olmadığını belirlemişlerdir [8].

Dinçer ve Al-müslim, yaptıkları çalışmada; bir tablo hesaplama tekniği kullanarak, enerji ve ekserji analiziyle ara kızdırmalı Rankine çevrimine sahip bir buharlı güç santralinin termodinamik analizini yapmışlardır. Sıcaklık değerleri 400 °C - 590 °C arası, basınç değerleri 10 MPa - 15 MPa arası seçilerek 120 farklı durum için enerji ve ekserji analizi yapılmış, sonuç olarak santralde yapılabilecek iyileştirmeler ve tersizmezliklerin azaltılma olanakları tanımlanmıştır. Sonuçlar ekserji analizinin optimum tasarım kararlarını vermede nasıl yardımcı olabileceğini göstermiştir [9].

Erdem vd, Türkiye’de devlet kontrolünde olan ve çoğunlukla ara kızdırmalı kazan yapısına sahip 9 adet termik santralin performanslarını enerjik ve ekserjetik bakış açısıyla karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Termodinamik parametrelere ait tüm bulgular dizayn değerleriyle karşılaştırılmış ve termodinamik verimsizliklerin ana kaynağı üzerinde durulmuştur [1].

Rosen ve Dinçer, yaptıkları çalışmada; ölü hal özelliklerindeki değişimlerin enerji ve ekserji analiz sonuçları üzerindeki etkilerini ele almışlar, ve analiz hassasiyetlerinde önemli bir değişiklik yaratmadığını tespit etmişlerdir [10].

Gu ve Sato, jeotermal güç üretim sistemleri için süper kritik döngüleri incelemiş, iş akışkanı olarak propan, R-125 ve R-134a’nın kullanıldığı sıvı ağırlıklı bir jeotermal kaynakta, süper kritik güç çevrimlerinin özelliklerini göstermek ve referanslarda verilen diğer tasarım sonuçlarıyla karşılaştırmak için termodinamik parametleri hesaplamışlardır. Daha büyük güç eldesi için propan ve R-134a’nın jeotermal ikili tasarım için uygun süper kritik çalışma akışkanları oldukları belirlenmiştir [11].

Taner ve Sivrioğlu, yaptıkları çalışmada; Konya Çumra Şeker Fabrikası’ndaki güç santraline termoekonomik yöntemlerden olan eşitlik yöntemini uygulamıştır. Santralde yapılan ekserji hesaplamaları üzerinden mevcut duruma göre senaryolar

üretmiş, buhar santralının gücünün artırılması amaçlanarak ekserji maliyetinin düşürülmesi hedeflenmiştir. Santralin gücü artırılıp 14 MW kapasiteli bir senaryo uygulandığında, mevcut santrale göre ekserji maliyetinin $1,370 \times 10^{-5}$ [€/kJ]'e düştüğü gözlenmiştir [12].

Çomaklı vd, farklı termal yapılar için ekserjetik verim ifadesini tanımlamış, her farklı model yapının eksejetik verim hesabında önemi olan parametreleri tespit etmişlerdir [13].

Kosman, üç süper kritik santralin proses modellemesini yaparak harici soğutma sistemlerinin süper kritik buhar türbinlerinin performansı üzerindeki etkilerini araştırmıştır. HP kademedan IP kademeye verilen Soğutma buharının, türbin bileşenlerinde termal yüklerin azalmasını sağladığını, daha yoğun soğutmanın üretim verimini kötüleştirdiğini fakat verim düşüşünün, kullanılabilir buhar ve ara kızdırma buharı kazanımının yanında düşük bir etkiye sahip olduğunu belirtmiştir [14].

Yılmazoğlu ve Amirabedin, yaptıkları çalışmada; Ankara'daki bir gaz türbinli kombine çevrim santraline ekserji ve duyarlılık analizi yapmıştır. Bazı parametrelerin değiştirilmesi ile duyarlılık analizi sonucu bu parametrelerin ekserji verimi, CO₂ emisyonları, ve ısı transferi açısından etkileri sunulmuş, santralin toplam ekserji kaybı 228,05 MW, net ekserji verimi de %50,11 olarak hesaplanmıştır. En büyük ekserji kaybının 124,07 MW ile yanma odasında gerçekleştiği tespit edilmiştir [15].

Şahin, çalışmasında; İskenderun'daki 600 MW kapasiteli, süper kritik koşullardaki Atlas Enerji'ye ait buharlı güç santraline tam kapasite için enerji ve ekserji analizi uygulamış, en büyük enerji kaybı ve ekserji yıkımının kazana ait olduğunu bulmuştur. Tesisin brüt verimi %42,11 olarak bulunmuş, tesisin toplam ekserji verimi ise %40,83 olarak hesaplanmıştır [16].

Tüysüz, Çalışmasında; Zonguldak'daki 600 MW kapasiteli, süper kritik koşullardaki Eren Enerji'ye ait buharlı güç santraline tam kapasite için enerji ve ekserji analizi uygulamış, tesisin termodinamik ve termoekonomik analizini yapmıştır [2].

Fan vd, çalışmalarında; kuru çalışma koşulları altında, tek geçişli kazan yapısına sahip 1000 MW kapasiteli bir ultra süper kritik santralin dinamik bir matematik modelini kurmuştur [17].

Adibhatla ve Kaushik, yaptıkları çalışmada; 660 MW kapasiteli süper kritik bir santralin 660, 528 ve 396 MW olmak üzere 3 değişik yükte enerji ve ekserji analizini yapmışlardır [18].

Xiong vd, 600 MW pulverize sistem oksijen-yanma teknolojisi ve klasik tip buhar kazanına sahip iki adet süper kritik santralin ekserji analizini yapıp sonuçları karşılaştırmışlardır. Oksijen-yanma sistemli santralin ekserji verimliliği genel olarak daha yüksek bulunmuştur [19].

Li vd, Çin iklim koşullarında buhar parametrelerine dayalı olarak kritik altı, süper kritik ve ultra süper kritik özellikte, 500 MW kapasiteli 3 adet buhar santraline enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Araştırmada kondenser basıncının tesis ve ekserji verimine etkisi ile yüksek kaliteli kömür ve düşük kaliteli klasik Çin kömürünün performans parametreleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Kondenser basınç sınırlamasının da etkisiyle en yüksek tesis verimi ultra süper kritik tesiste %44,4 olarak bulunmuştur. Süper kritik tesiste de kritik altı santrale göre %3'lük bir verim artışı olduğu tespit edilmiştir [20].

Hasti vd, 422 MW güç çıkışlı ultra süper kritik bir tesise ekserji analizi uygulamış en yüksek ekserji kaybının kazanda gerçekleştiğini belirlemişlerdir [21].

Xu vd, yaptıkları çalışmada; kritik altı ve süper kritik çalışma koşulları altında kütle ve enerjinin korunumu prensiplerine dayanan sıkıştırılmış su, kızgın ve doymuş buhar döngülerini içeren hareketli bir proses modelini kurmuş ve otomatik olarak çalışma koşullarının değiştirilmesi ile ilgili bir çözüm algoritması önermişlerdir. Bu çalışmayı Çin'deki gerçek bir ultra süper kritik santralde uygulamışlardır [22].

BÖLÜM 3

SÜPER KRİTİK SANTRAL TEKNOLOJİSİ VE KRİTİK ALTI SANTRALLERE GÖRE AVANTAJLARI

Geçmişten bugüne buharlı güç üretim santrallerinde yapılan çalışmalar verim artırma amacına yönelik olmuş olup, bununla beraber araştırmalar çevre dostu teknolojiler üzerine yoğunlaştırılmıştır. Ara kızdırmalı kritik üstü şartlarda çalıştırılan, hava, su ve toprağa olan zararı daha küçük boyutlara düşürebilecek arıtma sistemlerine sahip süper kritik ve ultra süper kritik sistemler üretilmiş, devreye alınmış ve geleneksel santrallere göre hedeflenen amaçlarda başarı sağlanmıştır.

Süper kritik pulverize kömür yakan bir termik santral, geleneksel kömür yakma sistemli santrallere göre daha yüksek buhar sıcaklığında ve basıncında çalışmakta ve %47 - %49 gibi daha yüksek verimlere kadar çıkabilmektedir [23]. Bu sebeple daha düşük baca emisyonlarına sahiptir. Daha küçük parçacıklar şeklinde (mikron seviyesinde) kömür yakan Pulverize sistem kazanlar sayesinde daha verimli yanma sağlanarak, baca gazı içerisindeki yanmamış karbon oranı sifıra yaklaşmaktadır. Buda aylık ve yıllık dönemler baz alındığında önemli oranda yakıt tasarrufu sağlamak ve iyi yanma neticesinde baca gazı emisyonlarına olumlu yansımaktadır.

Bu santrallerde verimi artıran en önemli tasarım farkı, sistemin sıkıştırılmış sıvı fazından doğrudan kızgın buhar fazına geçiş yapmasıdır. Böylece verimde ciddi bir artış meydana gelmektedir.

Süper kritik santrallerin türbin ve kazanlarında buhar sıcaklığı ve basıncı kritik altı santrallere göre daha yüksek olduğundan bu, parçalar üzerinde daha büyük termal yük ve gerilmeler oluşturur. Bu etkilere karşı uygun ve daha dayanıklı malzemelerin tercih edilmesi gerekir ki bu da daha yüksek bir maliyet gerektirir. İlk yatırım maliyeti, geleneksel sistemden yüksek olmasına rağmen, süper kritik

sistemler yükselen verimle birlikte ortaya çıkan, önemli oranda daha az birim yakıt maliyetleri ve pek çok durumda daha uzun süre kullanılabilirlikleri ile günümüzde, pek çok ülkede ticari olarak değer görmektedir [24].

Tüm dünyada, bir kısmı gelişmekte olan ülkelerde olmak üzere çok sayıda süper kritik enerji santrali bulunmaktadır. Son yıllarda yenilenebilir enerji hızla yaygınlaşsa da kömür yakıtlı enerji santralleri Çin enerji üretiminde oldukça önemli bir role sahiptir [17]. Çin hükümeti, ağırlıklı olarak yeni termik santraller için süper kritik sistemin bir adım ötesine geçmiş olup ultra süper kritik sistemler üzerinde çalışmalarını sürdürmektedir. Sadece bu ülkede şuan devrede olan 58 adet 600 MW'lık ve 78 adet 1000 MW'lık santral bulunup yapım aşamasında olan 150'ye yakın 600 MW ve üzeri ultra süper kritik santral bulunmaktadır [22]. Bu sistemlerin enerji verimliliği yanında çevre dostu teknolojiler olmaları, son dönemde çevre kirliliği konusunda büyük sıkıntılar içinde olan Çin'de bir devlet politikası haline gelmiştir.

3.1. ÇEVİRİMİN VERİMİNİ ARTIRMA YOLLARI

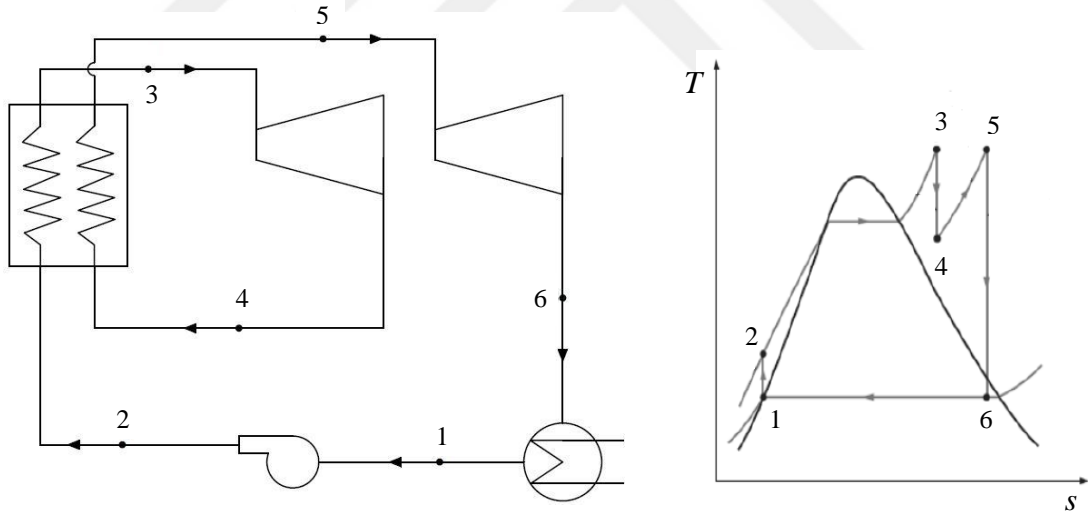
3.1.1. Ara Kızdırmalı Çevrim

Buhar çevriminde, aynı sıcaklıkta çevrime giriş basıncı artırılıp çıkış basıncı sabit tutulursa entalpi düşüş miktarı artacaktır. Bu esnada sıcaklıkta artırılmazsa, basınç artışı ıslak buhar bölgesine girilmesine neden olur. Düşük basınç türbini son kademedeki iki fazda buharla çalışır. Bu istenmeyen bir durum olup türbinin düşük basınçtaki kondensere çıkış noktasında, türbin gövde ve kanatlarında nem damlacıklarının buralara çarpması sonucu korozyon ve aşınmaya neden olur. Buda güç çıkışını dolayısıyla verimliliği ve ekipman ömrünü azaltır [25]. Bu nedenle türbin çıkışındaki buharın kuruluk derecesi %90'dan küçük olmamalıdır ($1-x < 0,10$).

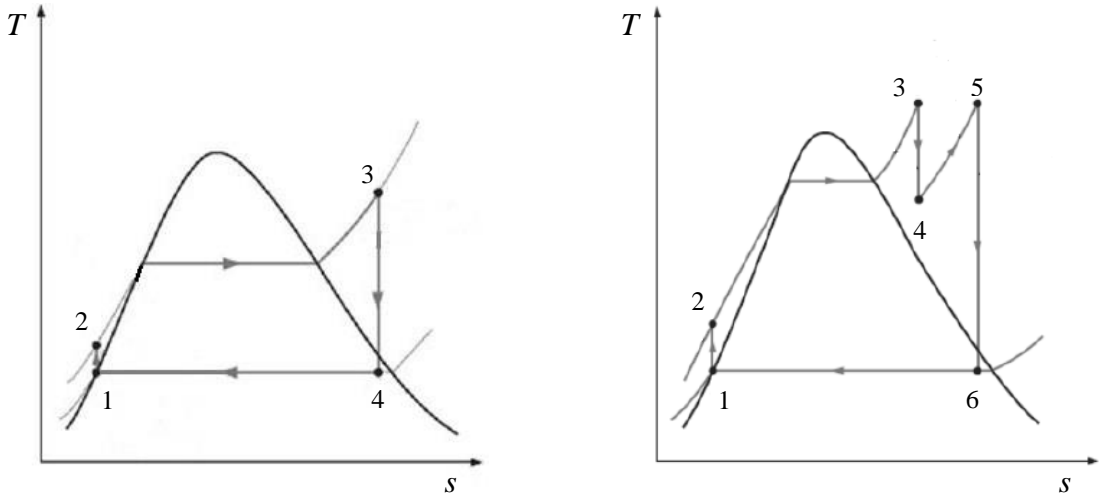
Tek bir türbin kademesinde buharın kuruluk derecesini bu seviyelerde tutmak çok zor ve maliyetli olacağı için, bunu yapmak yerine türbin, yüksek basınç, orta basınç ve alçak basınç gövdelerinden meydana getirilir. Taze buhar önce yüksek basınç kademelerinden geçerek sınır eğrisi yakınlarına kadar genişler. Sonra tekrar kazana

gönderilerek başlangıç sıcaklığına kadar kızdırılıp kızgın buhar olacak şekilde entalpisi yükseltilerek türbine geri gönderilir. Buradan sırasıyla orta basınç ve düşük basınç türbinlerinden geçerek kondensere geçer ve yoğuşur. Bu şekilde buharın kuruluk derecesi istenilen limitler içerisinde tutulmuş olup orta basınç kademesinde de aynı sıcaklıkta kızgın buhar kullanıldığından verim artırılır. Buharın yeniden ısıtılması santrallerde önemli bir özelliktir. Yeniden ısıtmanın temel amacı güç çıkışını ve belirli koşullar altındaki santralin verimliliğini artırmaktır. En uygun türbin-kazan ara kızdırma buharı için en uygun basınç değeri seçilmelidir. Bu optimizasyon için termodinamiğin II. Kanunundan yararlanılır [26].

Ara kızdırma buhar çevrimi veriminde %3 - %5 oranında bir artma sağlar. Şekil 3.1'de ara kızdırmalı bir Rankine çevrimi ile çevrime ait T-s (sıcaklık-entropi) diyagramı, Şekil 3.2'de de basit Rankine çevrimi ile ara kızdırmalı çevrim T-s diyagramlarının karşılaştırılması gösterilmiştir.



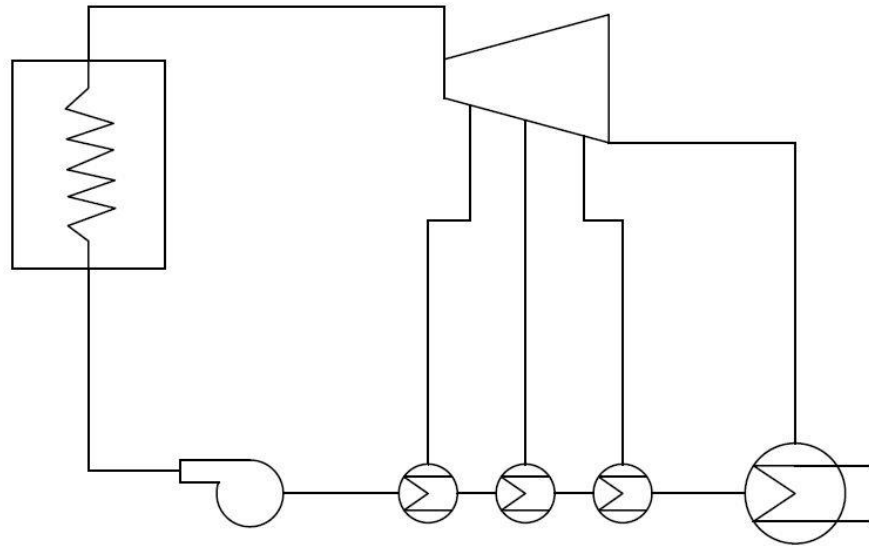
Şekil 3.1. Ara kızdırmalı çevrim ve çevrime ait T-s diyagramı.



Şekil 3.2. Basit Rankine çevrimi ve ara kızdırmalı çevrim T-s diyagramları.

3.1.2. Ara Kademe Buharı Alma

Süper kritik santrallerde daha sık ve yaygın olup, çevrimin verimini artıran başka önemli bir yolda türbin kademelerinden alınan ara buhar ile kazan besleme suyuna ön ısıtma verilmesidir. Şekil 3.3'te türbin kademelerinden alınan ara buhar ile besleme suyunun ısıtılması şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Ara buhar almali bir santralın çalışma şeması.

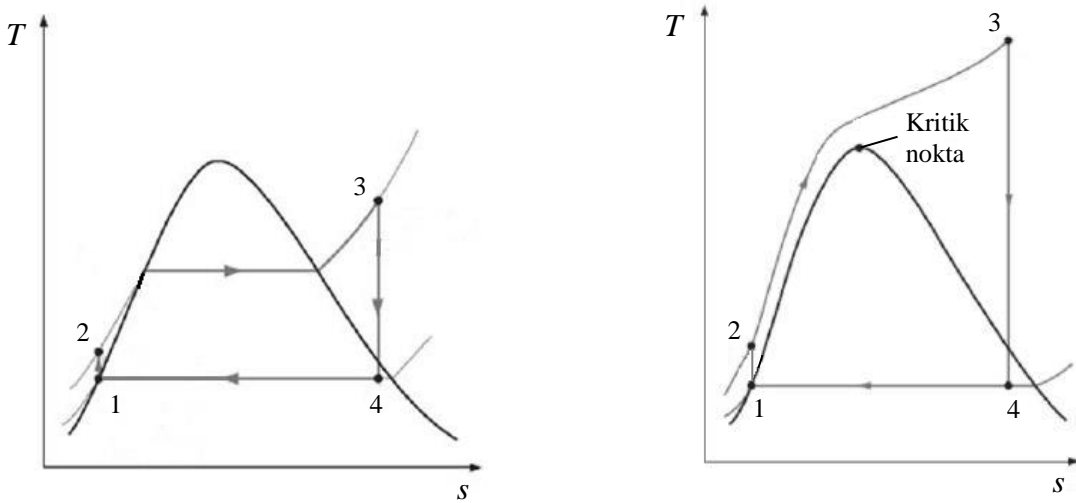
Genellikle sistemde besleme suyu ve besleme suyunun basınçlandırılıp istenilen sıcaklığa kadar ısıtılmadan önceki safhası olan kondensat suyu için yüksek ve düşük

basıncı iki tip ısıtıcı grubu olur. Düşük basınç türbinin kademelerinden çekilen buhar, düşük basınçlı ısıtıcılara gönderilerek içinden geçirilen kondensat suyu ısıtılır. Aynı şekilde yüksek ve orta basınç türbin kademelerinden çekilen buhar da yüksek basınçlı ısıtıcı grubuna gönderilerek besleme suyu ısıtılır.

3.1.3. Kritik Nokta Üzerinde Çalışma

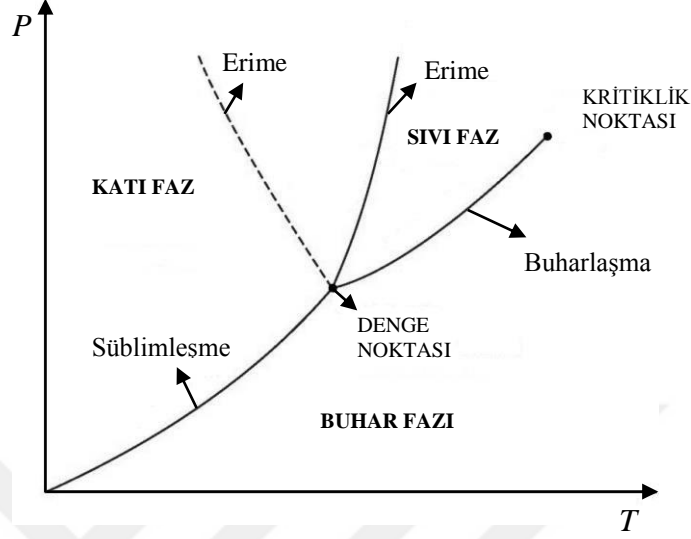
Süper kritik kazan ile kritik altı kazan teknolojisi karşılaştırıldığında çevrimin dikkat çekici olan yanı, taze buhar üretim sürecinin doyma eğrisi ile kesişmeye uğramadan, yani ekstra bir buharlaştırıcı paketine gereksinim duyulmadan buharın kızgın hale getirilmesidir.

Su için kritik nokta olan $T_{kr} = 374,15$ °C sıcaklık ve $P_{kr} = 221,2$ bar basınç değerlerinin çok üzerinde bir sıcaklık ve basınçta buhar üretiminin gerçekleştirilmesinden dolayı bu üretim, süper kritik kazan teknolojisi olarak adlandırılmaktadır. Şekil 3.4'te geleneksel ve süper kritik tip basit rankine çevrimlerine ait T-s diyagramları verilmiştir. Diyagramlardan da anlaşılacağı üzere süper kritik bir çevrimde besleme suyu daha yüksek basınçta girdiği ekonomizer çıkışından sonra girdiği kızdırıcı paketlerinde kritik nokta üzerine direkt ulaşarak doymuş buhar fazına giriş yapmadan kızgın buhar olarak çıkmaktadır.



Şekil 3.4. Kritik altı ve kritik üstü tip buhar-su çevrimlerinin T-s diyagramları.

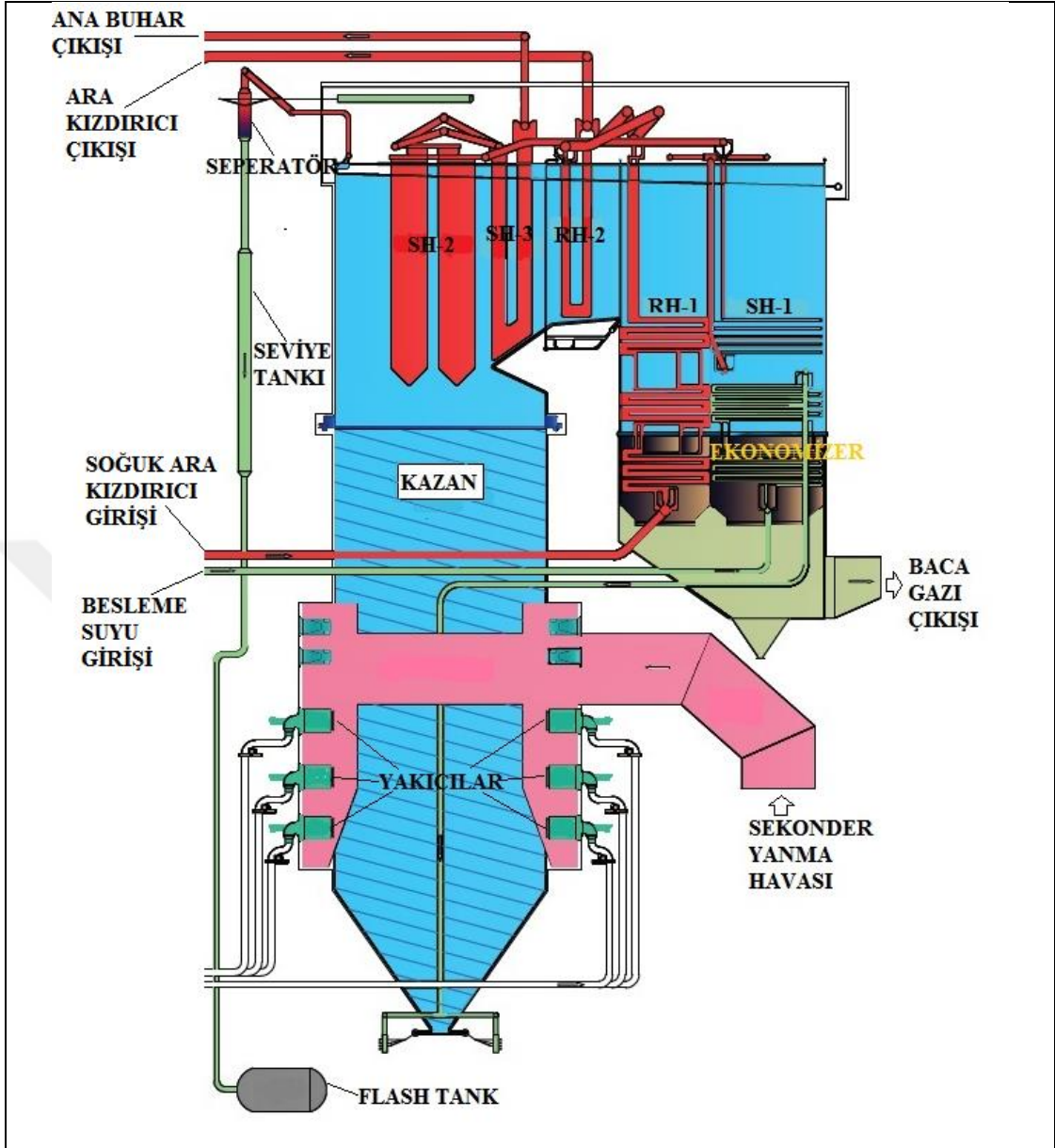
Kritik nokta sıcaklığına ulaşıldıktan sonra basınç ne kadar artırılırsa artırılınsın, su sıvı hale geçmemektedir. Şekil 3.5'te suyun basınç-sıcaklık diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Su için basınç-sıcaklık diyagramı ve kritik bölge.

3.1.4. Süper Kritik Start-up Sistemi

Sistemin kritik altı santrallere göre en büyük fark ve avantajlarından birisi start-up, yani devreye alma yapısıdır. Sıkıştırılmış sıvı, kazanda doymuş buhar fazına girmeden doğrudan kızgın buhar fazına geçiş yapmaktadır. Kritik altı santrallerde devreye almada ve normal çalışma esnasında dom adı verilen, içinde su seviyesi tutularak kızgın buharın ayrıştırıldığı yatay bir tank kullanılır. Domda sürekli bir seviye tutulur ve doymuş su-buhar karışımı oluşturulur. Dom seviyesi üzerinde kalan doymuş buhar kızdırılmak üzere kazan çıkış kızdırıcılarına gönderilirken seviye altında kalan su kazan alt bölümündeki giriş kollektörüne geri gönderilir. Süper kritik santrallerde iki fazlı bu durum sadece devreye almada geçerli olup, dom yerine seviye oluşturmak için kullanılan dikey pozisyonlu seperatör kullanılır. Burada sistem devreye alınıp sıcaklık ve basınç kritik noktaya ulaşıncaya kadar sistemde doymuş su-buhar fazındaki seviye, flash tank denilen, basınç düşüren ve yoğuşma sağlayan bir ekipmanla atmosfere verilir. Kritik nokta aşıldığında seperatörde artık yeni seviye oluşmaz. Bu sayede artık ara faz oluşmadan doğrudan kızgın buhar fazına geçilmiş olur. Şekil 3.6'da süper kritik bir kazanın yapısı gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Süper kritik bir kazanın yapısı.

BÖLÜM 4

SİSTEM TANIMI VE EKİPMAN ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ

4.1. SİSTEM TANIMI VE KAPASİTE BİLGİLERİ

Analizi yapılacak olan tesis, İÇDAŞ Elektrik Enerjisi Üretim ve Yatırım A.Ş. bünyesindeki, Çanakkale ilinde kurulu Bekirli Termik Santrali'nin iki ünitesinden biridir. Bu bölümde tesis ekipmanlarının tanımlaması yapılmış olup kapasite bilgilerinden bahsedilmiştir.

Çizelge 4.1. Santral dizayn değerleri.

SANTRAL PARAMETRESİ	DEĞER
Santal gücü	618,00 MW
Kazan buhar üretim kapasitesi	1827,00 ton/h
Ana buhar basıncı	24,20 MPa
Ana buhar sıcaklığı	566,00 °C
Soğuk ara kızdırma buharı basıncı	4,00 MPa
Soğuk ara kızdırma buhar sıcaklığı	305,00 °C
Sıcak ara kızdırma buharı basıncı	3,68 MPa
Sıcak ara kızdırma buhar sıcaklığı	566,00 °C
Besleme suyu kazan giriş basıncı	29,30 MPa
Besleme suyu kazan giriş sıcaklığı	275,00 °C
Kondenser vakum basıncı	-96,00 kPa
Açık çevrim soğutma suyu giriş sıcaklığı	17-25 °C
Kömür tüketimi	~220,00 ton/h
Yoğuşma suyu kondenser çıkış debisi	1537,00 ton/h
Değirmen taşıma havası sıcaklığı	80,00 °C
Değirmen taşıma havası basıncı	8,40 kPa
Yanma havası kazan giriş basıncı	1,40 kPa
Yanma havası kazan giriş sıcaklığı	340,00 °C
Baca içi baca gazı sıcaklığı	105,00 °C

Tesis süper kritik koşullarda çalışan bir elektrik santrali olup maksimum 618 MW kapasitede elektriksel güç çıkışı sağlamaktadır. Ana yakıt olarak ithal kömür kullanılmakta olup, devreye alma, düşük yüklerde çalışma ve acil durumlar için doğalgaz kullanımı da mevcuttur. Soğutma suyu sisteminin kaynağı denizden sağlanmakta, açık ve kapalı çevrim olmak üzere iki tip soğutma suyu sistemi kullanılmaktadır. Üretilen elektrik gücüyle, sistemin bünyesindeki başka bir tesise yön verme amacı olmayıp, tamamıyla ülke elektrik ihtiyacını karşılamaya yönelik çalışmaktadır. Üretilen elektrik 380 kV'luk bir, çok yüksek gerilim şalt sahası vasıtası ile ulusal elektrik şebekesine aktarılır. Santralin dizayn parametreleri Çizelge 4.1'de verilmiştir.

4.2. BUHAR KAZANI

Buhar kazanının dış yüzeyleri boru panellerinden iç bölgesi de kızdırıcı boru demetleri ve yanma odasından oluşur. Boru panel ve demetlerinin içinde su ve buhar dolaştırılırken, yanma odasındada kömür-yanma havası karışımıyla yanma gerçekleşir. Bunun yanında kazanın devamında diğer bileşenleri denilebilecek, baca gazıyla besleme suyunun ısıtıldığı ekonomizer, SCR (DENOX) olarak adlandırılan filtreleme sistemleri ve baca gazı kanalları mevcuttur. Kazan yakıtın ocak içi denilen yanma odasında yakılarak boru demetlerindeki suyun ısıtılıp ihtiyaç duyulan kızgın buhara dönüştürüldüğü ekipmandır. 275 °C ve 29,3 MPa koşullarında ekonomizere giren besleme suyu burada bir miktar ısıtılıp kazan panel kollektörlerine gönderilir. Burada yakıtın ısısı ile ısıtılan besleme suyu sırasıyla 1, 2 ve 3 numaralı SH kızdırıcı paketlerinden geçerek sıcaklığı yükseltilir. Kazan çıkışında 566 °C ve 24,2 MPa şartlarındaki kızgın buhar artık ana buhar olarak adlandırılır ve yüksek basınç türbinine gönderilir. Yüksek basınç türbininden gelen soğuk ara kızdırma buharı olarak adlandırılan buhar sırasıyla 1 ve 2 numaralı kazan RH kızdırıcı paketlerinde ısıtılarak 566 °C ve 3,678 MPa şartlarında tekrar kızgın buhar haline getirilir ve iş yapmak üzere orta basınç türbinine gönderilir. Şekil 4.1'de kazan ve türbin binası dış genel görünüşü gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Kazan - türbin binası genel görünüşü.

Kazanın her noktasında eşit yanmayı sağlamak için değişik bölgelerinde, yakıtın yakıldığı 24 adet yakıcı bulunmaktadır.



Şekil 4.2. Kazan yakıt yakıcıları.

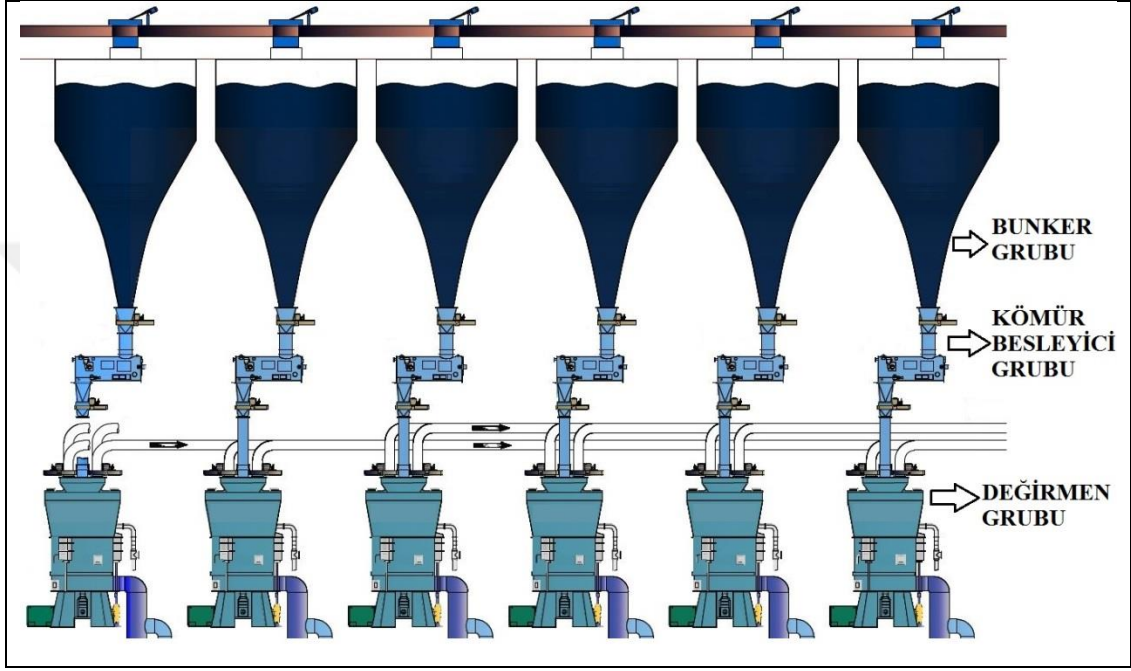
İç yapıları kanallardan oluşan yakıcılar, merkez hava, iç-dış sekonder havası ve doğalgaz kanalları ile ateşleme nozullarından meydana gelmektedir. Merkez hava kanalları ile alev boyu ve şiddeti ayarlanarak aleve yön verilir. Kazanda yakıt olarak kömürün yanında doğalgazda kullanılmaktadır. Tesis bünyesinde B tipi doğalgaz basınç düşürme (RMS-B) istasyonu kurulu olup buradan yakıcılara doğal gaz beslemesi yapılabilmektedir. Şekil 4.2’de kazan yakıcıları gösterilmiştir.

Kazana dahil olmayan fakat bağlantılı çalışan birçok ekipman bulunmaktadır. Bunlardan biri, bölmelere ayrılmış iki odası bulunan, birinden baca gazının diğerinden de yanma havasının geçmesiyle, yanma havasının ısıtılmasını sağlayan döner tip hava ön ısıtıcılarıdır (luvo). Her biri 832176 ton/h hava çekiş kapasitesi bulunan iki adet sekonder hava fanı (FDF) ile atmosferden yanma havası çekilerek ısıtılmak için önce luvo sonrada yakıtın yakılması için kazana gönderilir. Her biri 342036 ton/h kapasiteli iki adet primer hava fanı (PAF) ile de değirmenlerdeki kömürün yakıcılara taşınmasını sağlayan sıcak ve soğuk hava sağlanır. Sistemdeki üçüncü fan grubu ise cebri emiş fanı (IDF) olarak adlandırılan 1776240 ton/h kapasiteli iki adet baca gazı emiş fanıdır. Baca gazının kazandan çekilip doğal emiş yardımıyla beraber bacadan atılmasını sağlar. Sistemde 2 bölme ve 5 kademedan oluşan iki adet elektro filtre (ESP) bulunmaktadır. Bu filtreler cebri emiş fanı öncesinde yer alıp, baca gazı içerisindeki külün ayrıştırılmasını sağlar.

4.3. YAKIT NAKİL VE BESLEME SİSTEMİ

Santralde kullanılan ana yakıt yüksek kalorili ithal kömürdür. Gemilerle gelen kömür bu işe uygun bir boşaltma ve yükleme sistemiyle bantlı konveyörlere aktarılır. Buradan kömür stok sahasında stoklanır. İhtiyaç duyulan kömür tekrar bantlar vasıtasıyla kırıcılardan geçirilip boyutları küçültülür ve manyetik kapmalar sayesinde içinde olabilecek kömür dışı metal parçalardan arındırılır ve kömür silolarına doldurulur. Siloların altına bağlı durumdaki kömür besleyiciler ile kömür, değirmenlere aktarılır. Sistemde 6’şar adet silo, besleyici ve değirmen grubu bulunmaktadır. Kömür değirmenlerinin kapasiteleri 54 ton/h kömürdür. 560 kW gücündeki motorlarla çalışırlar. Değirmenlerde öğütülen kömür mikron boyutlarında pulverize hale getirilir. Primer fan ile sağlanan havanın bir kısmı luvodan geçirilip

315 °C'ye ısıtılır. Bir kısımda doğrudan değirmen girişine kadar olmak üzere iki farklı hava kanalıyla gelir ve burada istenilen karışımla 70 °C - 80 °C aralığındaki havayla kömürün yakıcılara taşınması sağlanır. Şekil 4.3'de kömür siloları, kömür besleyicileri ve kömür değirmenlerinin oluşturduğu kömür besleme sistemi gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Kömür besleme sistemi.

Sistemde ikinci yakıt olarak kullanılan doğalgazın, tesis bünyesinde kurulu olan B tipi doğalgaz basınç düşürme (RMS-B) istasyonu sayesinde, hatlar yardımıyla yakıcılara beslemesi yapılabilmektedir.

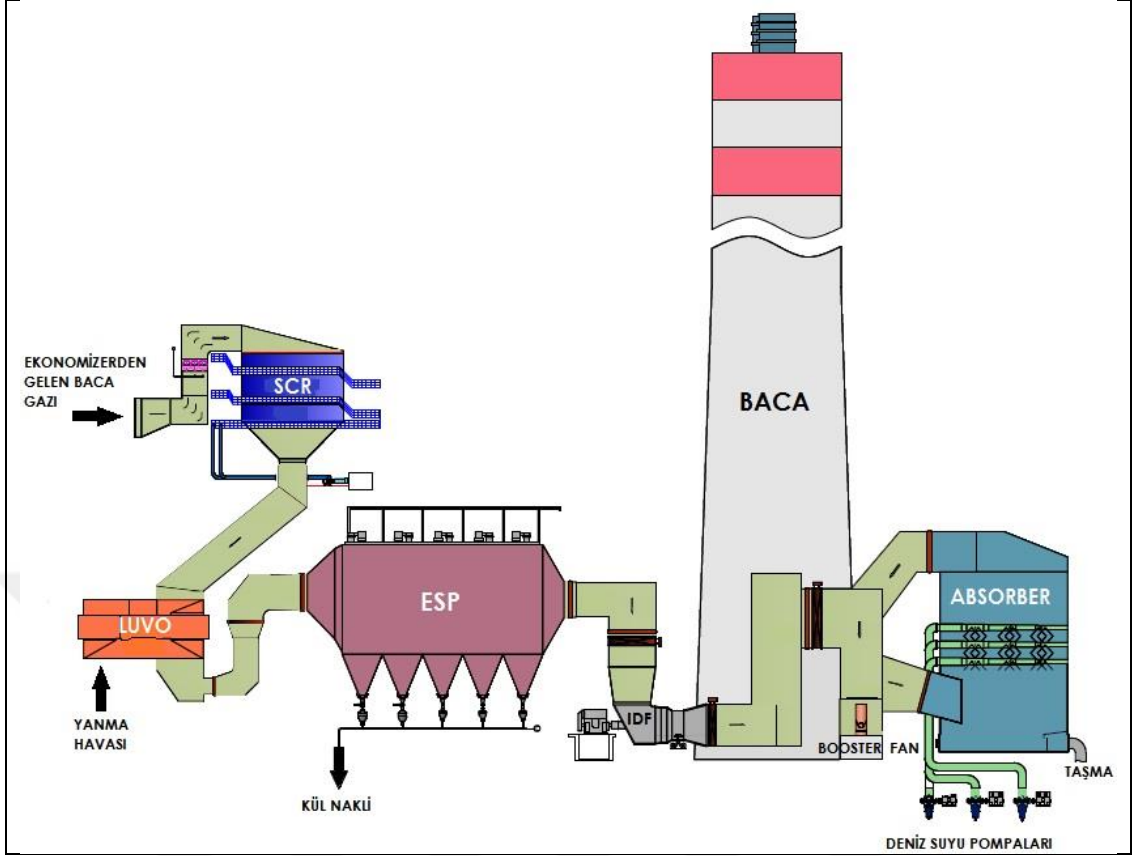
4.4. BACA GAZI ARITMA SİSTEMLERİ

Tesiste NO_x, SO₂ gibi gazları çevreye vermemek için çoğu klasik tip santralde bulunmayan çeşitli filtreleme sistemleri bulunmaktadır. Bunlardan bir tanesi SCR (Selective Catalytic Reduction) diğer adıyla DENOX sistemidir. Konumu kazan ekonomizeri çıkışından hemen sonra olup, 400°C sıcaklıktaki baca gazının içeriğinde bulunan NO_x (azot oksit)'in yok edilmesi amaçlanmıştır. Yapının içinde kireç taşı

katalizörleri kullanılır. Katalizörlere NH_3 (amonyak) verilip tepkimeye sokularak NO_x parçalanır. Tepkime sonucu N_2 (azot gazı) ve H_2O (su) elde edilir.

Baca gazı içerisindeki külün partikül boyutunun çok küçük olması ve yüksek sıcaklık gibi etkenler nedeniyle uçuculuğu çok fazladır. Baca çıkışında gazın küle birlikte çıkması, istenmeyen bir durumdur. Luvoya girip yanma havasına ısınıp aktaran baca gazı $130\text{ }^\circ\text{C}$ civarında sıcaklıkla 2 adet elektro statik filtreye (ESP) girer ve burada bulunan sıralı kül tutma plakaları ve her bir plakanın arasında bulunan elektrodlar sayesinde manyetik akım oluşturularak külün plakalara yapışması sağlanır. Plakaların alt noktalarında bulunan çekiçleme sistemiyle kül aşağıya düşürülüp, ESP alt bölgesinde bulunan havalı pompalar sayesinde kül nakil hatlarıyla kül silosuna gönderilir.

Tesiste kükürt giderme işlemi için FGD (flue gas desulphurisation) sistemi mevcuttur. Bu sistem cebri emiş fanı sonrasında başlayıp baca gazı kanalları boyunca direkt bacaya girmeden devam eder. Kanal mesafesinin uzaması nedeniyle çekiş azaldığından sistemde ikinci bir emiş fanı (booster fan) mevcuttur. Bu fan sonrasında baca gazı Absorber adı verilen tankın içinden geçirilir. Bu tankın üst noktasında sprej nozul sistemi mevcut olup bu nozullardan kondenserde görevini tamamlamış açık çevrim soğutma suyu geçirilerek alt noktadan geçen baca gazının üzerine püskürtülür ve baca gazı içeriğindeki SO_2 'nin çöktürülmesi sağlanır. Baca gazı, %90 verimle çalışan bu tankın çıkışından bacaya verilir. Şekil 4.4'te baca gazı arıtma sistemleri gösterilmiştir.

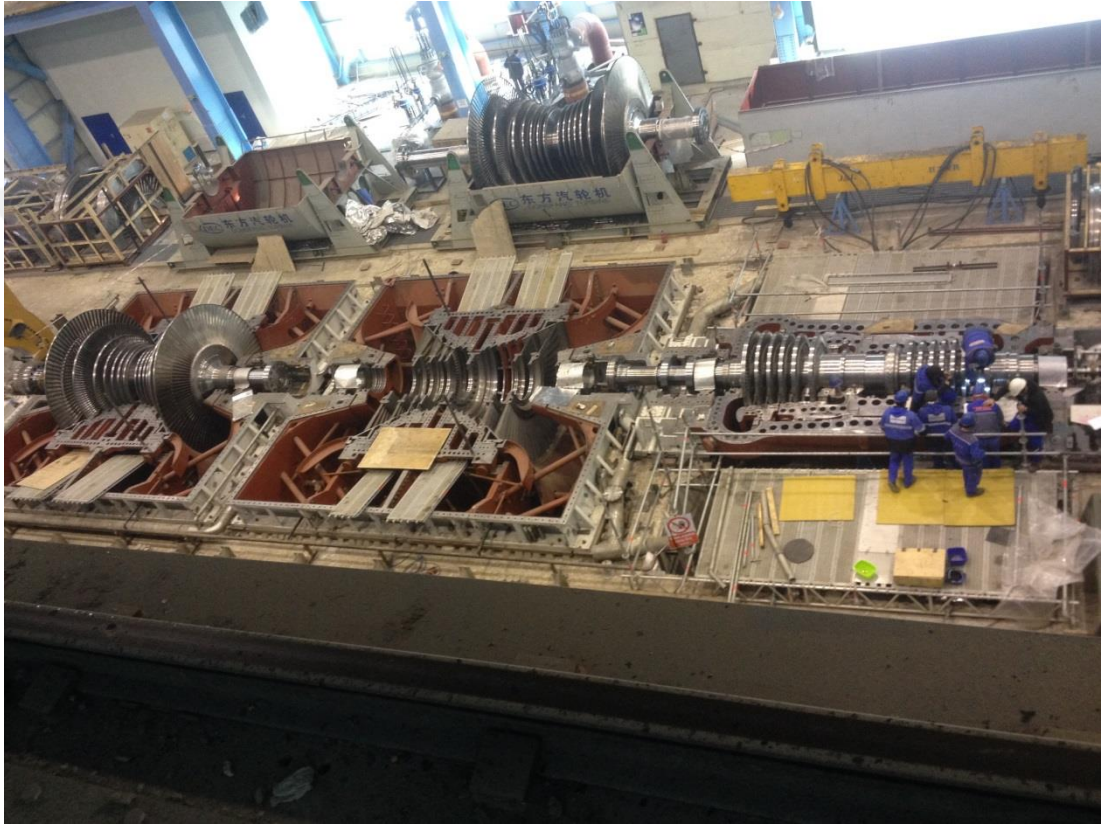


Şekil 4.4. Baca gazı arıtma sistemleri.

4.5. BUHAR TÜRBİNİ

Toplamda üç ana kademeye sahip olan buhar türbini, HP (yüksek basınç), IP(orta basınç) ve LP-A/B (düşük basınç) türbinlerinden meydana gelmiştir. Kazan SH kızdırıcılarından çıkan ana buhar 566 °C sıcaklık ve 242 bar basınçta yüksek basınç türbinine girerek burada iş yapmış olur. Sıcaklık ve basıncını kaybeden buhar, orta basınç türbinine girmeden kazanın RH paketlerine geri gönderilir. Buradan 566 °C sıcaklık ve 3,678 bar basınçta orta basınç türbinine girerek burada iş yapar. Orta basınç türbininden boru sistemiyle düşük basınç A ve B türbinlerine gönderilip burada da iş yapması sağlanır. Yüksek ve orta basınç türbinlerine gönderilen buhar hatları üzerinde by-pass valfleri bulunur. Bu kademelerin türbinlerinde meydana gelecek ani basınç ve debi ayarsızlıklarında bu iki valfle sistem korunmuş olur. Düşük basınç türbinlerinde görevini tamamlayan buhar artık kullanılmayacağından, kondensere gönderilir. Düşük basınç türbinlerinin çıkışında işi biten buhar, çürük buhar adını almaktadır. Ayrıca türbin kademelerinden ara kademe buharları çekilerek

tesisin çeşitli noktalarında prosesin devamlılığı ve verim artışı amacı ile kullanılmaktadır. Çekilen bu ara buharlar besleme suyunu ısıtmak için, degazör, yüksek ve düşük basınçlı ısıtıcılara ve pompa türbinini tahrik etmek için de kazan besleme suyu pompa sistemine gönderilir. Üç kademedeki yapılan toplam iş, mekanik güç ya da diğer adıyla shaft gücü olarak jeneratöre aktarılır. Şekil 4.5'te yüksek, orta ve alçak basınç türbinleri gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Yüksek, orta ve düşük basınç A-B türbinleri.

4.6. KONDENSER

Bütün sistemde dolaşmış düşük basınç türbinlerinde iş yaparak görevini tamamlayan buharın 40 °C'nin altında çürük buhar olarak girip yoğunlaştırıldığı ekipmandır. Kondenser, içerisinde bulunan binlerce adet boru demetinin oluşturduğu bir ısı değiştiricidir. Drenaj, kaçak vb. kayıplar nedeniyle sistemde eksilen su make-up (kazan hazırlama suyu) hattıyla kondenserde tamamlanarak kondensat pompalarına emdirilir ve tekrar su buhar döngüsüne dahil olur. Kondenserde çürük buharın çekilip

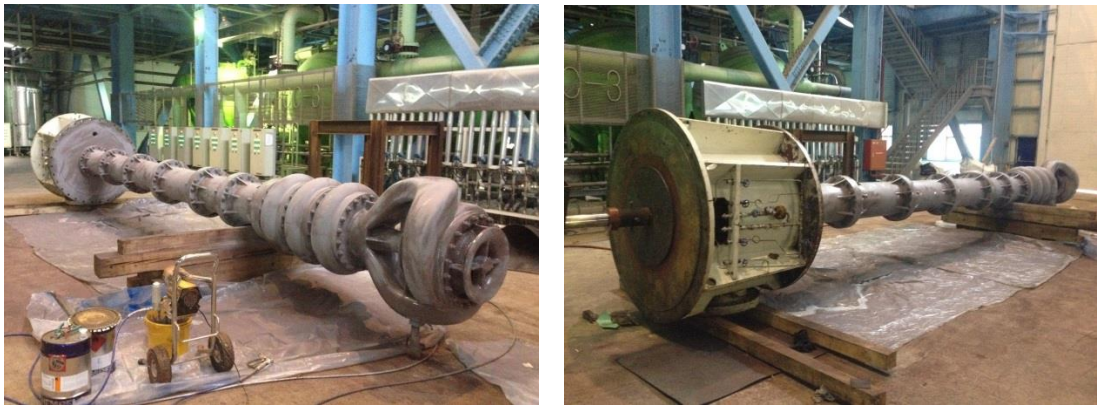
kondensat pompasına yönlendirilmesi için vakum pompaları ve soğutma suyunun etkisiyle -94 kPa ila -96 kPa arası basınçta vakum oluşturulur. Kondenser soğutma suyu olarak açık çevrim soğutma suyu kullanılır. Şekil 4.6’da kondenser yapısı gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Kondenser genel görünüşü ve iç yapısı.

4.7. KONDENSAT POMPASI

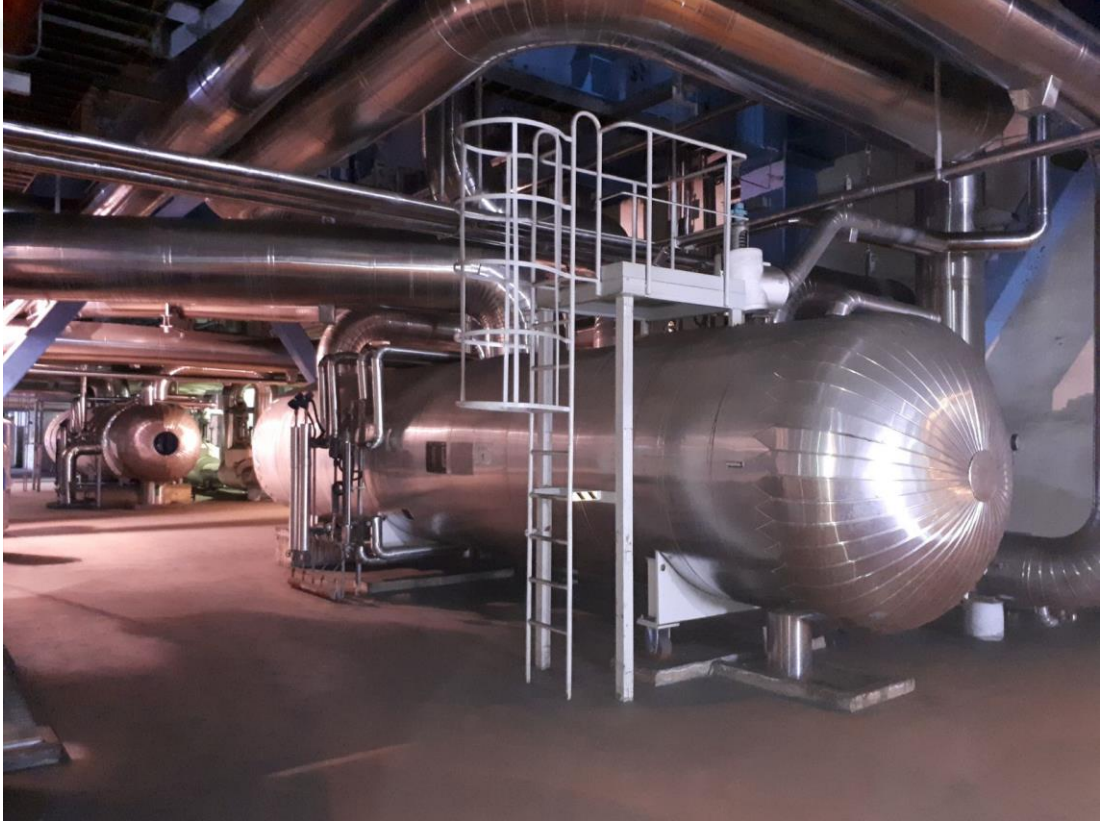
Kendinden emiş hazneli dikey pozisyonlu çok kademeli bir pompadır. Sistemde biri çalışır diğeri yedek iki adet pompa bulunur. Kondenserde yoğuşan ve kondenser alt bölümü olan hotwell’de seviye oluşturan suyun 32 bar basınçta basılarak degazöre kadar iletilmesini sağlar. Şekil 4.7’de bakım amaçlı haznesinden çıkarılan kondensat pompası gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Kondensat pompası.

4.8. DÜŞÜK BASINÇLI (LP) ISITICI GRUBU

Yaklaşık 32 °C sıcaklıkta ve 32 bar basınçtaki kondensat suyu polishing sistem ve gland buhar kollektöründen geçtikten sonra sırasıyla LP-7, 8, 6 ve 5 numaralı düşük basınçlı ısıtıcılardan geçirilerek, düşük basınç türbinlerinden ısıtıcılara çekilen ara kademe buharlarıyla ısıtılır ve degazöre gönderilir. Isıtıcı grubunun çıkışında su 140 °C sıcaklığa kadar ısıtılmıştır. Isıtıcılardan geçirilen ve kondensat suyunu ısıtmak için kullanılan buhar, düşük basınç türbini kademelerinden çekilen 5 ve 6 nolu ara kademe buharıdır. Şekil 4.8’de düşük basınçlı ısıtıcı grubu görülmektedir.

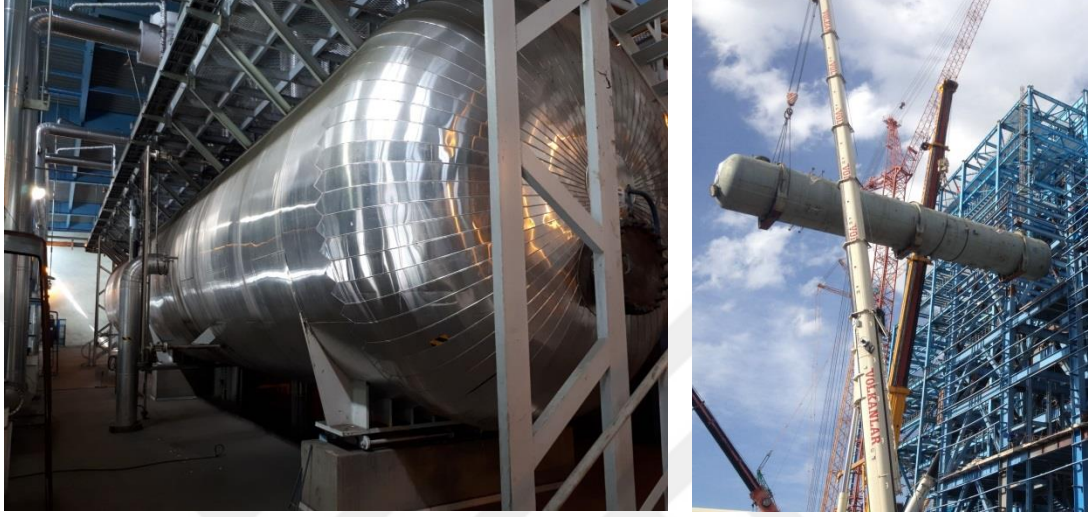


Şekil 4.8. 5 ve 6 numaralı düşük basınçlı (LP) ısıtıcılar.

4.9. DEGAZÖR (BESLEME DEPOSU)

Degazörün tesisteki görevi kazana gönderilecek besleme suyuna seviye oluşturup depo etmek ve suyun içerisinde bulunan oksijeni ayrıştırıp sudan uzaklaştırmaktır. Bilindiği gibi suyun taşındığı yapılar metal olup, oksidasyon nedeni ile korozyon etkisi

oluşmakta ve metal yzeylerde incelmeler olabilmektedir. Oksijenin gazlaştırılıp sudan uzaklaştırılması bu noktada çok önemlidir. Tesiste, kapasitesi 2010 ton/h debi ve 12 bar basıncı dizayn değerlerinde bir adet degazör mevcuttur. Şekil 4.9'da degazör gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Degazör (Besleme Deposu).

4.10. BOOSTER (YARDIMCI) POMPA

Degazrde depolanan kondensat suyu, artık bu noktadan itibaren besleme suyu adını almaktadır. Kazana beslenecek suyun istenilen basınçta gönderilebilmesi için bir n basınlandırmaya ihtiyaç vardır. Bunun için sistemde 600 kW gle tahrik edilen 1005 ton/h kapasiteli, aynı anda çalışan iki adet yardımcı pompa bulunur. Degazör basıncında aldığı besleme suyunu 20 - 21 bar basınç seviyelerine ulaştırıp türbinli kazan besleme suyu pompasına (turbo pompa) gönderir. Şekil 4.10'da yardımcı pompa gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Booster (yardımcı) pompa.

4.11. TÜRBİNLİ KAZAN BESLEME SUYU POMPASI

Yardımcı pompadan alınan besleme suyunu yüksek basınçlı ısıtıcı grubundan geçirip kazan ekonomizerine gönderen pompa ve tahrik türbininden oluşur. Sistemde 959,5 ton/h kapasiteli ve 326,7 bar çıkış dizayn değerlerinde, aynı anda çalışan iki adet çok kademeli besleme suyu pompası bulunmaktadır. Kaplin bağlantılı bir şaftla bağlı olduğu türbinden tahrik gücünü alır. Türbinlerin sağlayacağı güç için kullanılan buhar birkaç noktadan alınır. Bunlardan ilki orta basınç türbininin 4 numaralı ara kademe buharı, ikincisi de yardımcı buhar kollektöründen alınan buhardır. Normal çalışma koşullarında ikinci noktadan çekilen buhara ihtiyaç duyulmaz. Türbinde işi biten buhar, türbin egzoz buharı olarak adlandırılıp, kondensere çürük buhar olarak gönderilir. Şekil 4.11’de turbo pompa gösterilmiştir.



Şekil 4.11. Kazan besleme suyu pompası ve türbini.

4.12. YÜKSEK BASINÇLI (HP) ISITICI GRUBU

Sistemde 1, 2 ve 3 numaralı ısıtıcılar olmak üzere toplam üç adet yüksek basınçlı ısıtıcı bulunur. Kazan besleme suyu pompasının bastığı yaklaşık 175 °C sıcaklık ve 293 bar basınç basıncındaki besleme suyu sırasıyla 3, 2 ve 1 nolu yüksek basınçlı ısıtıcılardan geçirilerek 275 °C sıcaklık ve 293 bar basınca ulaşır. Buradan çıkışla kazan ekonomizerine gönderilir. Isıtıcılardan geçirilen ve besleme suyunu ısıtmak için kullanılan buhar, yüksek ve orta basınç türbini kademelerinden çekilen 1 ve 3 nolu ara kademe buharları ile yüksek basınç türbini çıkışındaki soğuk ara kızdırma buharından alınan buhardır. Şekil 4.12’de yüksek basınçlı ısıtıcı grubu görülmektedir.



Şekil 4.12. Yüksek basınçlı (HP) ısıtıcılar.

4.13. SOĞUTMA SUYU SİSTEMİ

Tesiste ekipman gövde, yatak ve yağlama sistemlerini soğutmak için üç çeşit soğutma suyu sistemi kullanılmaktadır. Bunlar açık çevrim ve kapalı çevrim soğutma suyu ile stator soğutma suyu sistemleridir.

Açık çevrim soğutma suyu sisteminde su, denizden su alma yapısı denen yardımcı tesis tarafından sağlanır. Bu tesiste bulunan dikey pompalar denizin açığında bulunan ve pipo denilen sistemle deniz suyunu çekip bir dizi kaba ve ince elek grubundan geçirerek yer altı hatlarıyla kondenser girişine, kapalı çevrim soğutma suyu eşanjörlerine ve türbin yağlama sistemi yağ soğutucularına gönderir. Bu suyun amacı kondensere verilen çürük buharı yoğunlaştırmak, sistem ekipmanlarının soğutulmasında kullanılan kapalı çevrim soğutma suyunu soğutmak ve türbin yağlama sistemini soğutmaktır.

Kapalı çevrim soğutma suyu, kapalı bir sistem olup tesis ekipmanlarının ve ekipman yağlama sistemlerinin soğutulmasında kullanılır. Görevini tamamlayıp ısınan su soğutma eşanjörlerine gönderilerek bura açık çevrim soğutma suyu tarafından soğutulur ve tekrar sisteme dahil olur. Sistemin ilk doldurulması ve eksilen suyun tamamlanması make-up suyu tarafından gerçekleştirilir.

Stator soğutma suyu sistemi jeneratör sargılarının soğutulması için kullanılır. Yine bu sistemde de ilk dolun ve eksilen suyun tamamlanması make-up suyu ile gerçekleşir.



BÖLÜM 5

ENERJİ VE EKSERJİ

Enerji günlük yaşantıda, temel ihtiyaçlardan tutup da çevrede yapılan bütün işlerin kaynağını oluşturan bir kavramdır. Günümüzde enerji kaynaklarının rezerv kısıtlılığı, yeni ve yenilenebilir kaynak araştırmalarını ve mevcut kaynakların tasarrufunu önemli hale getirmiştir.

5.1. ENERJİ KAVRAMI VE BİÇİMLERİ

Enerji iş yapabilme yeteneğidir. Termodinamik'deki tanımıyla da; değişiklik meydana getirebilme kapasitesi, kabiliyeti olarak tanımlanabilir.

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ilkesini ifade eder. Isı ile iş arasındaki ilişkiyi kapsayan bu yasa, evrendeki toplam madde miktarının ve toplam enerjinin korunumunun bir ifadesidir. Enerji varken yok, yokken var edilemez. Sisteme enerji geçişi ısı, iş ya da kütleyle gerçekleşir. Bir hal değişimi sırasında enerjinin korunumu ilkesi;

$$\underbrace{E_g - E_c}_{\text{Isı, iş ve kütle geçişi ile gerçekleşen net enerji}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistem}}}_{\text{Sistemin toplam enerjisindeki değişim}} \quad (5.1)$$

olarak tanımlanır [27].

Sürekli akışlı açık sistemlerde sistemin toplam enerjisi genellikle kinetik, potansiyel ve iç enerjiden oluşur. Diğer enerji türlerinin etkileri bu sistemlerde göz ardı edilebilir.

Sistemin toplam enerjisi;

$$E = U + KE + PE = U + m\frac{v^2}{2} + mgz \text{ (kJ)} \quad (5.2)$$

Enerji bir yapıdan diğerine dönüşüm esnasında değişik biçimler alabilir. Isıl, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, kimyasal, ışık ve nükleer enerji gibi formları vardır. İç enerjiyle birlikte bunların toplamı sistemin toplam enerjisini oluşturur [27].

Termik santral uygulamaları, birden çok giriş ve çıkışı olan sürekli akışlı açık bir sistem olduğundan, kütle korunumu aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$\sum_g \dot{m}_g = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_{\dot{c}} \quad (5.3)$$

Sistemin sahip olduğu iç enerjiyi tanımlamak için kullanılan ifade entalpidir. Entalpi maddenin yapısında topladığı her türden enerji olup, toplam iç enerjinin bir ölçüsüdür. Sürekli akışlı kontrol hacimlerinin hal değişimlerinde kinetik ve potansiyel enerjinin, enerji dengesine bir etkisi yoktur. Tüm bu bilgiler ışığında genel enerji dengesi şu şekilde yazılabilir.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_{\dot{c}} \left(h_{\dot{c}} + \frac{v_{\dot{c}}^2}{2} + gz_{\dot{c}} \right) - \sum_g \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (5.4)$$

$\Delta KE=0$, $\Delta PE=0$ olarak yazıldığında genel enerji denge denklemi (5.4) aşağıdaki hali alır;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_{\dot{c}} h_{\dot{c}} - \sum_g \dot{m}_g h_g \quad (5.5)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde kontrol hacmi içerisinde kütle, hacim ve toplam enerji sabit kaldığından, kontrol hacmine giren toplam kütle ve enerji, kontrol hacminden çıkan toplam kütle ve enerjiye eşit olmak zorundadır [27].

Termodinamiğin ikinci yasası, ısı ve işin birbirine dönüşebildiğini belirten birinci yasaya ek olarak bunun gerçekleşme yollarını sınamaktadır. Yani diğer bir ifadeyle enerjinin niteliğini de belirtir. İkinci yasa verimini değerlendirmek için entropi dediğimiz özelliği tanımlarız.

Entropi; bir sistemin düzensizliğinin ölçüsüdür. Mekanik enerjiye çevrilemeyecek termal enerjiyi temsil eden termodinamik ifadedir. Hal değişimleri herhangi bir yönde değil, sadece belirli bir yönde gerçekleşebilir. Hal değişimi, entropinin artışı ilkesi ile uyumlu yönde ilerlemek zorundadır. Yani hal değişimi sırasında üretilen entropi, $S_{\text{üretim}} \geq 0$ olmalıdır. Bu ilkeyi sağlamayan bir hal değişimi gerçekleşemez.

Enerjinin korunumu ilkesinde olduğu gibi entropinin korunumu söz konusu değildir. Bu nedenle entropinin korunumu ilkesi diye bir kavram yoktur. Entropi, sadece ideal bir durum olan tersinir hal değişimleri sırasında korunur ve gerçek olan bütün hal değişimleri sırasında artar. Entropinin sabit kaldığı hal değişimlerine izantropik hal değişimi denir. Entropi üretimi hal değişimi sırasında görülen tersinmezliklerin bir ölçüsüdür. Aynı zamanda, mühendislik sistemlerinin verimlerini saptamak için bir kriter olarak da kullanılır [27].

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum_{\text{ç}} \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum_{\text{g}} \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} + \sum \frac{\dot{Q}_0}{T_0} \geq 0 \quad (5.6)$$

5.2. EKSERJİ

Termodinamiğin birinci ve ikinci yasası ile enerjinin korunduğu, enerji dönüşümlerinin ve sistemin gerçek işlemlerinin tersinmez olduğu ve entropinin hesaplanmasından yararlanarak dönüştürülemeyecek ve iş elde edilemeyecek enerjinin tayininden bahsedilmiştir. En önemlisi, bir işin meydana gelebilmesi için sistemin ve çevrenin birlikte toplam entropilerinin daima artacak yönde değişmesi gerektiği belirtildi. Fakat burada bir sistemden elde edilebilecek en büyük işin miktarı ne kadardır ve nasıl elde edilir gibi sorularla karşılaşılmaktadır. Bu soruların cevabı ekserji kavramı içinde bulunabilir. İç enerji, ısı enerjisi ve kimyasal enerji gibi enerji türleri tersinir değişime uğradıklarından çevre şartlarında termal denge durumuna gelirler. Bu anda hala bir enerjiye sahip oldukları halde bu mevcut enerjiyi faydalı olarak kullanamazlar. Enerjinin kullanılabilen kısmı “ekserji” olarak isimlendirilir ve Termodinamiğin II. Kanununa göre belirlenir. Tersinir proseslerde ekserjinin tamamı sabit kalırken, tersinmez proseslerde bir kısmı ya da tamamı harcanır [13].

Bir başka ifadeyle, bir sistemin bulunduğu halden tamamen tersinir şekilde çevre ile dengeye gelinceye kadar hal değiştirmesi sağlanırsa sistem en büyük teorik yararlı işi yapmış olur ki buna kullanılabilirlik ya da ekserji adı verilir [28].

Ekserji analizinde ilk hal belirlidir. Bu nedenle değişken değildir. İki hal arasında gerçekleşen hal değişiminde, en fazla iş eldesi tersinir halde gerçekleşir. Bu nedenle iş potansiyeli belirlenirken tersinmezlikler göze alınmaz. En çok işi elde edebilmek için hal değişimi sonunda sistemin ölü halde olması yani termodinamik dengede olması gerekir [27].

Enerjinin, dönüştürülmesi mümkün olmayan kısmına kullanılmayan enerji ya da anerji denmektedir. Ekserji ve anerji toplamı enerjiyi oluşturur.

Termodinamiğin 1 ve 2. Kanunlarını, ekserjiyi tanımlayacak şekilde yorumlanırsa:

1. kanuna göre, termodinamik proseslerin tümünde anerji ve ekserji toplamı sabit kalır. 2. kanuna göre ise, tersinir süreçlerde ekserji sabit kalır, tersinmez süreçlerde ise ekserjinin bir kısmı veya tamamı anerjiye dönüşür. Anerji hiçbir zaman ekserjiye dönüşmez.

Enerji ve Ekserji kavramlarını ve aralarındaki ilişkiyi belirttikten sonra, ekserji analizi yapmanın önemi aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

- ❖ Enerji kaynaklarının kullanımında çevreye olan etkilerin en iyi şekilde belirlenmesinde ana bir araçtır.
- ❖ Ekserji analizleri tasarımı iyileştirmeye ve optimize etmeye yardımcı olur.
- ❖ Ekserji analizleri, gerçek performansın ideal olana göre ne durumda olduğunu gösteren verimlilik ölçüleri sağlar. Enerji analizine göre termodinamik kayıpların türlerini, nedenlerini ve yerlerini daha net tanımlar [29].
- ❖ Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan oldukça etkin bir yöntemdir.

- ❖ Daha fazla verimli kaynak kullanılması amacını destekleyen uygun bir tekniktir. Belirlenmesi gereken atık ve kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklükleri ortaya çıkarılır.
- ❖ Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerini tasarlamının nasıl mümkün olup, olamayacağını gösteren, iyileştirme ve rahabilitasyonlara yol gösteren etkin bir tekniktir.
- ❖ Sürdürülebilir gelişmenin elde edilmesinde anahtar bir bileşen olup daha kalıcı, sürdürülebilir ve çevreci teknolojilere hitap edebilecek verimlilik artışlarını ve termodinamik kayıplardaki azalma ve önlemleri daha açık şekilde tanımlamaktadır [30].
- ❖ Enerji politikalarının oluşturulmasında kullanılabilecek önemli bir araçtır [31].

5.2.1. Ekserji Çeşitleri

Akış halindeki bir maddenin, nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilimleri ihmal edildiği durumda ekserji; potansiyel, kinetik, fiziksel ve kimyasal ekserji olmak üzere dört bileşene ayrılabilir. Buna göre, toplam özgül ekserji aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$ex^{top} = ex^k + ex^p + ex^{fiz} + ex^{kim} \quad (5.7)$$

Kinetik ve potansiyel enerjiler, mekanik enerjinin birer şeklidir ve bu nedenle tamamen işe çevrilebilirler [32]. Bundan dolayı, bir sistemin kinetik ve potansiyel enerjilerinin ekserjileri, çevrenin sıcaklığı ve basıncı ne olursa olsun yine kinetik potansiyel enerjilerin kendilerine eşittir. Bulunduğu çevreye göre hareketsiz bir sistemde, kinetik ve potansiyel ekserjiler sıfır olarak düşünülebilir ve sistemin toplam ekserjisi fiziksel ve kimyasal ekserji bileşenlerinden oluşur [27].

5.2.1.1. Fiziksel Ekserji

Sıcaklık ve basıncı sırasıyla T ve P olan bir sistemin, T₀, P₀ sıcaklık ve basıncındaki çevre şartlarıyla termodinamik dengeye ulaşmış ölü hale geçtiğinde, sistemden elde edilebilecek maksimum iş olarak tanımlanır [28].

$$ex^{fiz} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5.8)$$

İdeal gazların fiziksel ekserjisi ise aşağıdaki eşitliğe göre belirlenir;

$$\bar{e}x^{fiz} = C_p[(T - T_0) - T_0 \ln(\frac{T}{T_0})] + \bar{R}T_0 \ln(\frac{P}{P_0}) \quad (5.9)$$

5.2.1.2. Kimyasal Ekserji

Sistemin, T_0 , P_0 sıcaklık ve basıncındaki çevresiyle termodinamik dengeye ulaşır ölü hale geldikten sonra, ısı transferi ve madde alışverişi sonucu kimyasal dengeye gelerek gerçekleştirdiği maksimum iştir.

İdeal gazların molar kimyasal ekserjisi;

$$\bar{e}x^{kim} = \bar{R}T_0 \sum y_i \ln(\frac{y_i}{y}) = \sum_i y_i \bar{e}^{kim,i} + \bar{R}T_0 \sum_i y_i \ln y_i \quad (5.10)$$

Termik santrallerin ekserji analizlerinde genellikle akışkanın herhangi bir kimyasal tepkimeye girmediği ve çevrim boyunca kimyasal bir değişime uğramadığı kabul edilir. Fakat yakıt, baca gazı ve yanma havası için bu durum geçerli olmayacağından, kimyasal ekserjilerinin hesaplanması ekserji dengesi açısından önemlidir.

Yakıtın spesifik ekserjisinin, yakıtın alt ısıl değerine oranını ifade eden bir Φ değeri vardır. Bu değer;

$$\Phi = \frac{ex^d}{H_u} \quad (5.11)$$

olarak belirtilmiştir ve katı yakıtlar için aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\Phi_{katı} = 1.0437 + 0.1882 \times \frac{H}{C} + 0.0610 \times \frac{O}{C} + 0.0404 \times \frac{N}{C} \quad (5.12)$$

Burada C, H, O ve N sırasıyla Karbon, Hidrojen, Oksijen ve Azotun yakıtın içerisindeki kütle oranını ifade etmektedir [33].

Termik santrallerde katı yakıt olarak kullanılan kömürün yer altından çıkarılmadan öncesi, temin edildiği bölgeden nakliyesi, açık stok sahalarında stoklanması sırasında geçen sürede atmosfer havasıyla nüfuz etmesi, yağışlara maruz kalması ve bünyesinde de tutması nedeniyle bir miktar nemlilik içerir. Yukarıdaki ifadede su buharının ekserjisi dikkate alınmamıştır. Su buharı dikkate alındığında katı yakıtlar için kimyasal ekserji aşağıda belirtilen eşitlikteki gibi hesaplanır;

$$ex^{\text{katı yakıt}} = \Phi_{\text{katı}} \times (H_{u,\text{katı}} + \omega \times h_{fg}) \quad (5.13)$$

Yukarıdaki eşitlikte H_u ifadesi alt ısı değer, ω yakıt bünyesindeki su oranı h_{fg} ifadesi ise yakıtın bulunduğu sıcaklıkta doymuş buhar ile doymuş sıvı entalpileri arasındaki farktır [33].

5.2.1.3. Termal Ekserji

Sistemin termal ekserjisi fiziksel ve kimyasal ekserjileri toplamı kadardır.

$$ex^{\text{termal}} = ex^{\text{fiz}} + ex^{\text{kim}} \quad (5.14)$$

5.2.1.4. Isı Transferinin Ekserjisi

Mutlak sıcaklık T değerinde belirli bir yerdeki Q ısı geçişine, daima bir enerji geçişi, dolayısı ile bir ekserji geçişi eşlik eder. Bu geçiş aşağıdaki eşitlikle ifade edilir.

$$ex^{\text{ısı}} = Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (5.15)$$

$T > T_0$ olduğunda, bir sisteme olan ısı geçişi o sistemin ekserjisini artırır, sistemden dışarıya doğru olan ısı geçişi ise ekserjeyi azaltır. $T < T_0$ olduğunda ise, tersi durum geçerlidir [27].

5.2.1.5. İş Ekserjisi

Ekserji, bir sistemden elde edilebilecek maksimum iş potansiyeli olduğundan, bütün sistemlerde iş ekserjiye eşittir.

$$ex^{iş} = w - w_{\text{çevre}} \quad (\text{sınır işi için}) \quad (5.16)$$

$$ex^{iş} = w \quad (\text{gerçekleşen iş için})$$

5.2.2. Ekserjinin Kapalı ve Açık Sistemler Yönünden Ele Alınması

Bir piston-silindir düzeneği gibi iş üreten kapalı düzenekler tarafından yapılan iş tamamıyla kullanılabilir olamaz. Burada yapılan işin bir kısmı piston arkasında bulunan atmosfer koşullarındaki havayı itmek için kullanılacağından, geri kazanılamayan ve yararlı işin gerçekleşebilmesi için yapılan bu işe çevre işi denir. Buda sistemin hacim değişimi ile atmosfer basıncı P_0 değerinin çarpımına eşittir.

$$W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1) \quad (5.17)$$

Sürekli akışlı sistemler için çevre işi $W_{\text{çevre}} = 0$ 'dır.

Birim kütle için, kapalı (Θ) ve sürekli akışın (Ψ) olduğu bir sistemin kullanılabilirlikleri sırasıyla aşağıdaki gibidir [27].

$$\Theta = (u - u_0) - T_0(s - s_0) - P_0(v - v_0) \quad (5.18)$$

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (5.19)$$

5.2.3. Tersinir İş ve Tersinmezlik Kavramı

Bir hal değişimi sırasında yapılan işlem, sistemde ve çevrede hiçbir değişiklik bırakmadan yapılabilir ve tamamen tersine işletilebiliyorsa bu işlem tersinir işlemdir ve son hal ölü haldir. Başka bir ifadeyle, üretilebilen yararlı işin maksimum miktarı ya da sağlanması gereken en az iştir. Tersinir işlemleri ve tersinir çevrimlerin

analizlerini, gerçek işlemlerle karşılaştırmalar için referans olarak kullanabiliriz. Yapılan toplam iş ile çevre işi arasındaki fark faydalı iştir. Üretilen faydalı iş miktarı sistemin koşullarına ve sistemi çevreleyen çevre koşullarına bağlıdır [21].

$$W_f = W - W_{\text{çevre}} \quad (5.18)$$

Tersinir hal değişimlerine sahip bir ısı makinesi çevriminden tersinir iş elde edilir. O halde ideal olarak tanımlanan Carnot çevriminde çalışan bir makine tersinir iş üretecektir. Eğer herhangi bir ısı kaynağından çekilen ısı Q , bu kaynağın sıcaklığı T ve düşük sıcaklıktaki ısı kaynağına T_0 sıcaklığındaki çevre dersek,

$$W_{\text{tersinir}} = Q \left[1 - \frac{T_0}{T} \right] \quad (5.19)$$

Adyabatik bir kontrol hacminde akış için tersinir iş,

$$W_{\text{tersinir}} = \dot{m} [(h_1 - T_0 s_1) - (h_2 - T_0 s_2)] \quad (5.20)$$

olarak ifade edilir [27].

Tersinmezlik ya da diğer adıyla ekserji yıkımı, hal değişimi sırasında kullanılabilir enerjinin faydalanılamayan, yok olan kısmına verilen addır. Gerçek bir proses için giren ekserji daima çıkan ekserjiden fazla olacaktır. Bu sistemdeki tersinmezliklerden kaynaklanır. Ekserji değeri ne kadar yüksek olursa sistemde elde edilebilecek iş de o kadar fazladır [34].

Tersinir işin sağlanması için gereken minimum iş faydalı iştir. Tersinir iş W_{tr} ve faydalı iş W_f arasındaki fark, hal değişimi sırasındaki mevcut tersinmezliklerden kaynaklanır. Bu fark "I" olarak adlandırılır ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$I = W_{tr} - W_f \quad (5.21)$$

Tersinmezlik ekserji yıkımı olarak adlandırıldığı gibi entropi üretimiyle de doğru orantılıdır.

$$I = T_0 \times S_{\text{üretim}} \quad (5.22)$$

Bir hal değişimiyle ilgili tersinmezlik ne kadar küçük olursa üretilecek iş o kadar büyük olur. Sistemin etkinliği, kendisiyle ilgili olan tersinmezliğin en aza indirgenmesiyle geliştirilebilir [27].

5.2.4. İkinci Yasa Verimi

Birinci yasa verimi ya da diğer adıyla termal verim, sistemler ve onların bünyelerindeki kullanılabilir enerjiden ne derece faydalandıkları konusunda doğru bir ölçü sağlamamaktadır. Bu yetersizliği gidermek için ikinci yasa verimi (η_{ii}) tanımlanmıştır. İkinci yasa verimi, gerçek ısı veriminin aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısı verime oranıdır. Başka bir ifadeyle sistemin termal etkinliğinin, ilk ve son haller arasındaki tersinir hal değişimi sırasındaki etkinliği ile karşılaştırılmasıdır. Isı makinaları ve diğer iş üreten sistemler için aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\eta_{ii} = \frac{\eta_{\text{ısı1}}}{\eta_{\text{ısı1,tr}}} = \frac{W_f}{W_{tr}} \quad (5.23)$$

Soğutma makinaları, ısı pompaları ve diğer iş tüketen sistemler için;

$$\eta_{ii} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{tr}} = \frac{W_{tr}}{W_f} \quad (5.24)$$

İkinci yasa verimi ya da ekserji verimi, genel olarak aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\eta_{ii} = \frac{\text{elde edilen ekserji}}{\text{toplam ekserji girişi}} = 1 - \frac{\text{toplam tersinmezlik}}{\text{toplam ekserji girişi}} \quad (5.25)$$

BÖLÜM 6

600 MW GÜCÜNDEKİ SÜPER KRİTİK BİR SANTRALİN TAM YÜKTE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

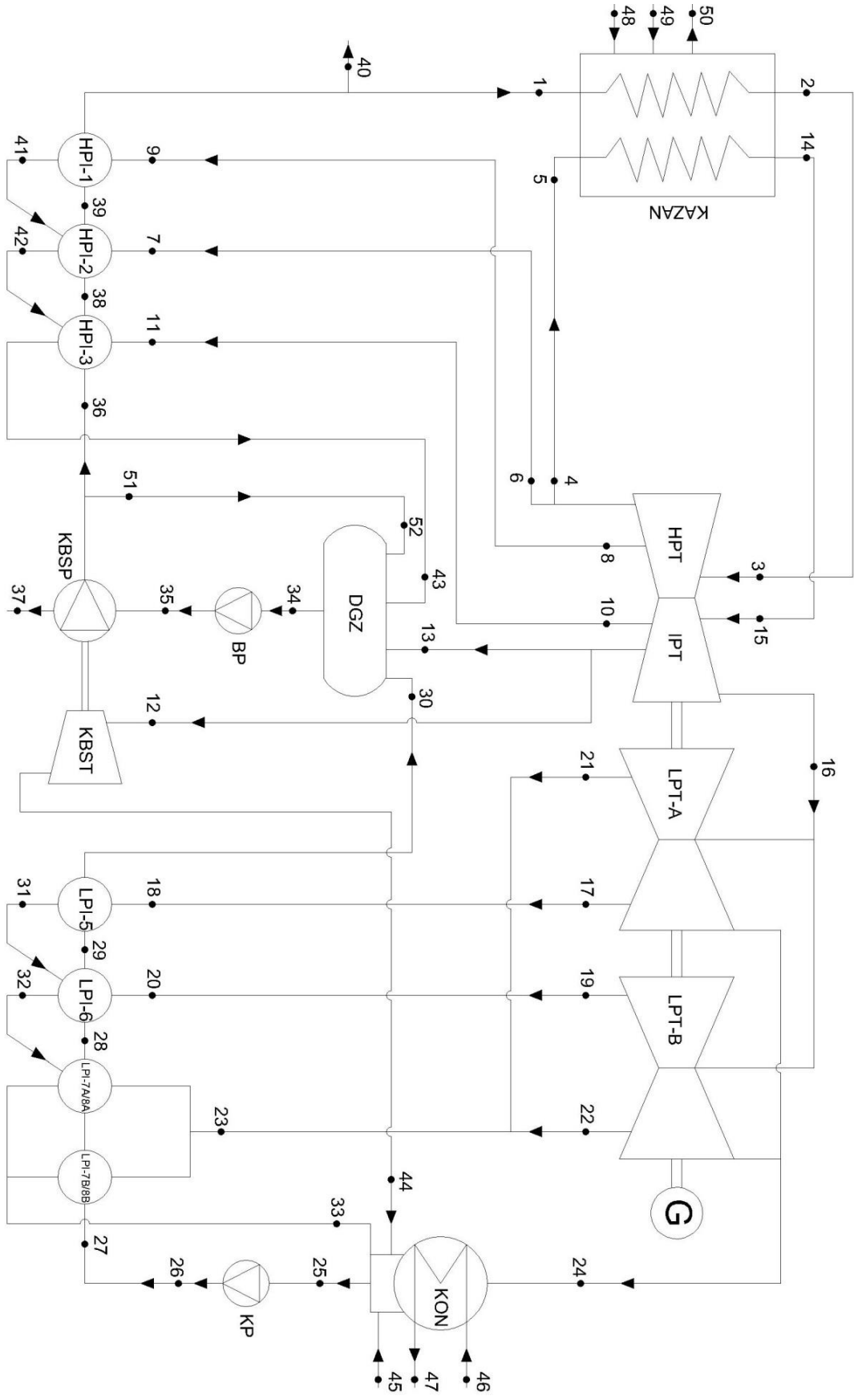
Sistem ekipmanları ve genel prosesi daha önceki bölümlerde bahsedilen tesisin, önce tam kapasite olan 600 MW yükteki, sonraki bölümde de sırasıyla 350 MW, 400 MW, 450 MW, 500 MW ve 550 MW yüklerdeyken enerji ve ekserji analizleri yapılmış olup, ekserjetik verimleri karşılaştırılmıştır. Burada en küçük yük olarak 350 MW alınmasının sebebi, bu yükün altına inildiğinde yanmanın bozulması ve verimsizleşmesi nedeniyle, yakıt olarak kullanılan kömürün yanında doğalgazında devreye sokulmasıdır. Analizde kömür yakıtlı santralin çalışması yapılmıştır.

Santralin proses döngüsü Şekil 6.1’de gösterildiği gibi olup, ekipmanların giriş-çıkış noktalarında düğüm noktaları belirlenmiş ve bu noktalara göre kütle, enerji ve ekserji denge prensipleriyle verim analizleri yapılmıştır. Ayrıca düğüm noktalarına ait tanımlamalar Çizelge 6.1’de verilmiştir.

Döngünün su-buhar çevrimi boyunca herhangi bir kimyasal değişime uğramaması ve çevre ile kontrol hacmi arasında herhangi bir madde alışverişi veya kimyasal bir tepkime gerçekleşmemesinden dolayı, yanma olayı ve sonuçları dışında kimyasal ekserji değişimi de ihmal edilmektedir.

Dış ortam basıncı $P_0 = 1,013$ bar alınmış olup, dış ortam sıcaklığı T_0 ise, Santralin bulunduğu Çanakkale ilinin yıllık sıcaklık ortalaması baz alınarak, 15°C alınmıştır.

Belirlenen düğüm noktalarının kütleli debi (\dot{m}), sıcaklık (T), ve basınç (P) değerleriyle termodinamik tablolar kullanılarak, entalpi (h) ve entropi (s) değerleri tespit edilmiştir. Her düğüm noktası için ilgili formüller kullanılarak enerji ve ekserji değerleri hesaplanıp tespit edilmiş ve ilerleyen başlıklarda hepsi birlikte tablo halinde gösterilmiştir.



Şekil 6.1. 600 MW kapasiteli süper kritik bir santralin proses düğüm noktaları.

Çizelge 6.1. Proses düğüm noktalarının tanımlandırılması.

Düğüm Noktası	Düğüm Noktası Tanımı
1	Kazan besleme suyu ekonomizer girişi
2	Kazandan ana buhar çıkışı
3	HP türbine ana buhar girişi
4	HP türbinden soğuk ara kızdırma buharı çıkışı
5	Kazana soğuk ara kızdırma buharı girişi
6	HP türbinden soğuk ara kızdırma buharı çıkışı
7	2 nolu HP ısıtıcıya soğuk ara kızdırma buharı girişi
8	1 nolu ara buhar çıkışı
9	1 nolu ara buhar girişi
10	3 nolu ara buhar çıkışı
11	3 nolu ara buhar girişi
12	KBSP türbinine 4 nolu ara buhar girişi
13	Degazöre 4 nolu ara buhar girişi
14	Kazandan sıcak ara kızdırma buharı çıkışı
15	HP türbine sıcak ara kızdırma buharı girişi
16	IP türbinden LP türbinlere buhar geçişi
17	5 nolu ara buhar çıkışı
18	5 nolu ara buhar girişi
19	6 nolu ara buhar çıkışı
20	6 nolu ara buhar girişi
21 ve 22	LP türbinlerden 7 ve 8 nolu LP ısıtıcılara giden ara buhar çıkışı
23	7 ve 8 nolu LP ısıtıcılara ara buhar girişi
24	Kondensere çürük buhar girişi
25	Kondenserden kondensat suyu çıkışı
26	Kondensat pompasından kondensat suyu çıkışı
27	7 ve 8 nolu LP ısıtıcılara kondensat suyu girişi
28	6 nolu LP ısıtıcıya kondensat suyu girişi
29	5 nolu LP ısıtıcıya kondensat suyu girişi
30	Degazöre kondensat suyu girişi
31	5 nolu LP ısıtıcıdan 6 nolu LP ısıtıcıya drenaj çıkışı
32	6 nolu LP ısıtıcıdan 7 ve 8 nolu LP ısıtıcılara drenaj çıkışı
33	7 ve 8 nolu LP ısıtıcılardan kondenser flash box'a drenaj çıkışı
34	Degazörden kazan besleme suyu çıkışı
35	Booster pompalardan kazan besleme suyu çıkışı
36	KBSP'den kazan besleme suyu çıkışı
37	KBSP'den RH püskürtme suyu çıkışı
38	3 nolu HP ısıtıcıdan çıkıp 2 nolu HP ısıtıcıya giren kazan besleme suyu
39	2 nolu HP ısıtıcıdan çıkıp 1 nolu HP ısıtıcıya giren kazan besleme suyu
40	Kazan besleme suyu ekonomizer girişi öncesi SH püskürtme suyu çıkışı
41	1 nolu HP ısıtıcıdan 2 nolu HP ısıtıcıya drenaj çıkışı
42	2 nolu HP ısıtıcıdan 3 nolu HP ısıtıcıya drenaj çıkışı
43	3 nolu HP ısıtıcıdan degazöre drenaj girişi
44	Kondensere KBSP türbininden gelen egzoz buharı girişi
45	Kazan hazırlama suyu (make-up) kondenser girişi
46	Açık çevrim soğutma suyu kondenser girişi
47	Açık çevrim soğutma suyu kondenser çıkışı
48	Yanma havası girişi
49	Kazan kömür girişi
50	Baca gazı çıkışı
51	KBSP'den kazan besleme suyu resirkülasyon çıkışı
52	Degazöre kazan besleme suyu resirkülasyon girişi

6.1. YAKITIN ENERJİ VE EKSERJİ HESABININ YAPILMASI

Santralin tam kapasite çalışma mantığında kullanılan yakıt kömürdür. Pulverize sistem verimliliği için, yüksek kalori ve uçuculuk, düşük kül çıkarma oranı gibi faktörler baz alındığından, bu konuda daha verimli olan ithal kömür tercih edilmektedir. Tercihen Güney Amerika ve Güney Afrika menşeli kömürler tedarik edilir. Yakıt için ortalama değerler baz alındığında, içerik ve kimyasal özellikler Çizelge 6.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 6.2. Kömürün kimyasal bileşim (%) ve özellikleri.

Nem	10,06
Kül	13,08
C	64,70
H ₂	3,66
S	0,90
N ₂	1,70
O ₂	5,90
Alt ısııl değer (kcal/kg)	6000

Kömürün ekserji değeri daha önce belirtilen katı yakıtlar için kullanılan eşitlik 5.12’den;

$$\Phi_{\text{katı}} = 1.0437 + 0.1882 \times \frac{H}{C} + 0.0610 \times \frac{O}{C} + 0.0404 \times \frac{N}{C}$$

$$\Phi_{\text{kömür}} = 1.0437 + 0.1882 \times \frac{3,66}{64,70} + 0.0610 \times \frac{5,90}{64,70} + 0.0404 \times \frac{1,70}{64,70}$$

$$\Phi_{\text{kömür}} = 1,061$$

Çevre şartlarında bulunan kömürün ekserjisi eşitlik 5.13’den;

$$ex^{\text{kömür}} = \Phi_{\text{katı}} \times (H_{u,\text{katı}} + \omega \times h_{fg})$$

$$ex^{\text{kömür}} = 1,061 \times \left(6000 + \frac{0,10 \times 2465,4}{4,184} \right)$$

$$ex^{\text{kömür}} = 6059,99 \text{ kcal/kg}$$

Tam yükteki kömür debisi 213 ton/h dolayısıyla, 59,17 kg/s'dir.

$$Ex^{\text{kömür}} = \dot{m} \times ex^{\text{kömür}} \times 4,184$$

$$Ex^{\text{kömür}} = 59,17 \times 6059,99 \times 4,184$$

$$Ex^{\text{kömür}} = 1500255,24 \text{ kW}$$

Kömürün enerji değeri;

$$\dot{E}_{\text{kömür}} = \dot{m} \times H_u \times 4,184$$

$$\dot{E}_{\text{kömür}} = 59,17 \times 6000 \times 4,184$$

$$\dot{E}_{\text{kömür}} = 1485403,68 \text{ kW}$$

6.2. BACA GAZININ ENERJİ VE EKSERJİ HESABININ YAPILMASI

6.2.1. Baca Gazı Bileşenlerinin Molar Debilerinin Belirlenmesi

Kazanda yanma sonucu ortaya çıkan baca gazı, CO₂, H₂O, SO₂, NO, CO, O₂, N₂ ve tozdan oluşmaktadır. Baca gazı sıcaklığı, kazan verimini daha net elde etmek için elektro filtre giriş sıcaklığı olarak, T_{bg} = 140°C alınmıştır. Bu noktada alınan ölçümlere göre ID fanlar ile çekilen gazın volumetrik debisi 755,6 m³/s'dir. Ayrıca baca gazı basıncı P_{bg}, fan statik basıncı ve mutlak basıncın toplamı olarak alınmıştır. Bu durumda ideal gaz denkleminde, baca gazının molar debisi aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

$$P_{bg} \times \dot{V}_{bg} = \dot{n}_{bg} \times \bar{R}_{bg} \times T_{bg} \quad (6.1)$$

$$104,475 \text{ kPa} \times 755,6 \text{ m}^3/\text{s} = \dot{n}_{bg} \times 8,314 \text{ kPa.m}^3/\text{kmol.K} \times 413,15 \text{ K}$$

$$\dot{n}_{bg} = 22,98 \text{ kmol/s}$$

6.2.1.1. Baca Gazı İçerisindeki O₂'nin Molar Debisi

Santral baca gazı CEMS değerlerinden O₂ değerinin %7,3 olduğu görülmüştür. Baca gazı içerisindeki O₂'nin molar debisi, molar oran ile molar debi oranısından şu şekilde bulunur.

$$\frac{\dot{V}_{O_2}}{\dot{V}_{bg}} = \frac{\dot{n}_{O_2}}{\dot{n}_{bg}} \Rightarrow \frac{\dot{n}_{O_2}}{22,98} = 0,073 \Rightarrow \dot{n}_{O_2} = 1,68 \text{ kmol/s}$$

6.2.1.2. Baca Gazı İçerisindeki SO₂'nin Molar Debisi

Tesisin DCS sisteminde “FGD Gas System” sayfasından baca gazındaki SO₂ miktarı, 171,95 mgr/m³ olarak okunmuştur. SO₂ gazının mol kütlesi, M_{SO₂}= 64 gr/mol'dür. Bu şartlarda birim dönüşümü yapılırsa SO₂'nin molar debisi şu şekilde bulunur.

$$SO_{2(bg)} = 171,95 \text{ mgr/m}^3 \Rightarrow 171,95 \times 10^{-6} \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}SO_2 = SO_{2(bg)} \times \dot{V}_{bg} = 171,95 \times 10^{-6} \text{ kg/m}^3 \times 755,6 \text{ m}^3/\text{s} \Rightarrow \dot{m}SO_2 = 0,13 \text{ kg/s}$$

$$\dot{n}_{SO_2} = \frac{\dot{m}SO_2}{M_{SO_2}} = \frac{0,13}{64} \Rightarrow \dot{n}_{SO_2} = 0,002 \text{ kmol/s}$$

6.2.1.3. Baca Gazı İçerisindeki CO'nun Molar Debisi

SO₂ miktarına benzer şekilde, baca gazındaki CO miktarı 51,88 mgr/m³ olarak okunmuştur. CO gazının mol kütlesi, M_{CO}= 28 gr/mol'dür.

$$CO_{(bg)} = 51,88 \text{ mgr/m}^3 \Rightarrow 51,88 \times 10^{-6} \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}CO = CO_{(bg)} \times \dot{V}_{bg} = 51,88 \times 10^{-6} \text{ kg/m}^3 \times 755,6 \text{ m}^3/\text{s} \Rightarrow \dot{m}CO = 0,039 \text{ kg/s}$$

$$\dot{n}_{CO} = \frac{\dot{m}CO}{M_{CO}} = \frac{0,039}{28} \Rightarrow \dot{n}_{CO} = 0,0014 \text{ kmol/s}$$

6.2.1.4. Baca Gazı İçerisindeki NO'nun Molar Debisi

Baca gazındaki NO miktarı 169,74 mgr/m³ olarak okunmuştur. NO gazının mol kütlesi, M_{NO}= 30 gr/mol'dür.

$$NO_{(bg)} = 169,74 \text{ mgr/m}^3 \Rightarrow 169,74 \times 10^{-6} \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}NO = NO_{(bg)} \times \dot{V}_{bg} = 169,74 \times 10^{-6} \text{ kg/m}^3 \times 755,6 \text{ m}^3/\text{s} \Rightarrow \dot{m}NO = 0,128 \text{ kg/s}$$

$$\dot{n}_{NO} = \frac{\dot{m}NO}{M_{NO}} = \frac{0,128}{30} \Rightarrow \dot{n}_{NO} = 0,004 \text{ kmol/s}$$

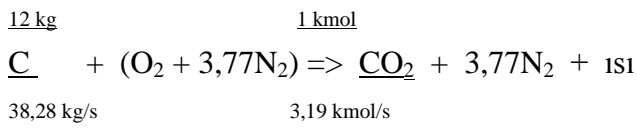
6.2.1.5. Baca Gazı İçerisindeki CO₂'nin Molar Debisi

Yanma için gerekli olan oksijen atmosferden çekilen yanma havasından temin edilir. Buna göre;

$$1 \text{ mol (O}_2\text{)} + 3,77 \text{ mol (N}_2\text{)} = 4,77 \text{ mol hava'dır.}$$

$$213 \text{ ton/h} = 59,17 \text{ kg/s} \times \%64,70 = 38,28 \text{ kg/s (tam yükte yakılan karbon miktarı)}$$

Karbon için yanma denkleminde, üretilen CO₂;



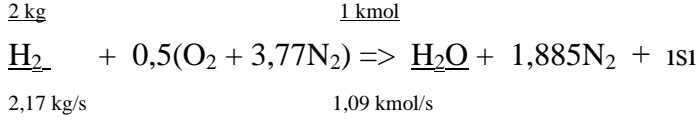
Baca gazı içerisindeki CO₂'nin molar debisi, $\dot{n}_{CO_2} = 3,19 \text{ kmol/s}$ 'dir.

6.2.1.6. Baca Gazı İçerisindeki H₂O'nun Molar Debisi

Yanma esnasında tepkimeye giren H₂ miktarından yola çıkılarak, kütle eşitliğinden, çıkan ürünlerde H₂O molü ve molar debisi bulunur.

Tam yükte yakılan kömürün içeriğindeki H₂ yüzdesinden;

213 ton/h = 59,17 kg/s × %3,66 = 2,17 kg/s olarak bulunur.



Baca gazı içerisindeki H₂O'nun molar debisi, $\dot{n}_{\text{H}_2\text{O}} = 1,09 \text{ kmol/s}$ 'dir.

6.2.1.7. Baca Gazı İçerisindeki N₂'nin Molar Debisi

Her bir karışım elemanının ve baca gazının toplam molar oranı belli olduğundan tek bilinmeyen durumundaki N₂'nin molar oranında bellidir.

$$\dot{n}_{\text{O}_2} + \dot{n}_{\text{SO}_2} + \dot{n}_{\text{CO}} + \dot{n}_{\text{NO}} + \dot{n}_{\text{CO}_2} + \dot{n}_{\text{H}_2\text{O}} + \dot{n}_{\text{N}_2} = \dot{n}_{\text{bg}}$$

$$\dot{n}_{\text{N}_2} + 5,97 = 22,98$$

$\dot{n}_{\text{N}_2} = 17,01 \text{ kmol/s}$ 'dir.

Çizelge 6.3. Kazan baca gazı ürünlerinin mol oranları.

Baca gazı bileşenleri	\dot{n}_i (kmol/s)	Molar oran (y_i)
O ₂	1,68	0,07
SO ₂	0,002	-
CO	0,0014	-
NO	0,004	-
CO ₂	3,19	0,14
H ₂ O	1,09	0,05
N ₂	17,01	0,74
Toplam (\dot{n}_{bg})	22,98	1,00

6.2.2. Baca Gazı Entalpisinin Belirlenmesi

Baca gazının entalpisi hesaplanırken özgül ısısı kullanılmıştır. Bu sebeple baca gazı içerisindeki tüm bileşenlerin özgül ısıları termodinamik tablolar yardımıyla,

T=140°C sıcaklığa göre termodinamik tablolardan bulunarak Çizelge 6.4'deki şekilde belirtilmiştir. Baca gazı bünyesindeki, CO, NO ve SO₂ gazlarının molar oranları, gelişmiş filtrasyon sistemleri sayesinde çok küçük oranlarda kalmış olup hesaplamalarda göz ardı edilmiştir.

$$\bar{C}_{p,bg} = (\bar{h} - \bar{h}_0) / (T - T_0) \quad (6.2)$$

$$\bar{C}_{p,bg} = y_{O_2} \times \bar{C}_{p,O_2} + y_{H_2O} \times \bar{C}_{p,H_2O} + y_{CO_2} \times \bar{C}_{p,CO_2} + y_{N_2} \times \bar{C}_{p,N_2} \quad (6.3)$$

Çizelge 6.4. Baca gazı bileşenlerinin özgül ısıları.

Baca gazı bileşenleri	\bar{C}_p (kJ/kmol.K)
O ₂	30,63
CO ₂	40,83
H ₂ O	35,28
N ₂	29,43

$$\bar{C}_{p,bg} = 0,07 \times 30,63 + 0,05 \times 35,28 + 0,14 \times 40,83 + 0,74 \times 29,43$$

$$\bar{C}_{p,bg} = 31,4025 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$(\bar{h} - \bar{h}_0) = (413,15 - 288,15) \times 31,4025 = 3925,31 \text{ kJ/kmol}$$

Buradan baca gazının toplam enerjisi aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$\dot{E}_{bg} = \dot{n}_{bg} \times (\bar{h} - \bar{h}_0) \quad (6.4)$$

$$\dot{E}_{bg} = 22,98 \times 3925,31 = 90203,62 \text{ kW}$$

6.2.3. Baca Gazı Ekserjisinin Belirlenmesi

Baca gazı bileşenleri ideal gaz olarak düşünülerek, bu gazların standart molar kimyasal ekserjileri, buldukları ortamda kendilerine özgü kısmi basınçları üzerinden hesaplanıp bulunarak Çizelge 6.5'te verilmiştir.

Baca gazını oluşturan gazların kısmi basınçları termodinamik tablolardan bulunup aşağıdaki eşitlikte yerine konarak standart kimyasal ekserjiler her bir gaz için ayrı ayrı bulunmuştur.

$$\bar{e}x_k^{ch} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \ln \frac{P_0}{P_\infty} \quad (6.5)$$

Burada $\bar{e}x_k^{ch}$ ifadesi ideal gazın kimyasal ekserjisi, \bar{R} molar evrensel gaz sabiti, T_0 ortam sıcaklığı, P_0 referans çevre basıncı, P_∞ ise ideal gazın kısmi basıncıdır [33].

Çizelge 6.5. Bileşenlerin molar oranları ve standart molar kimyasal ekserjileri.

Baca gazı bileşenleri	\dot{n}_i (kmol/s)	Molar oran (y_i)	Standart molar kimyasal ekserjisi (\bar{e}^{kim})
O ₂	1,68	0,07	3840
CO ₂	3,19	0,14	19514
H ₂ O	1,09	0,05	11371
N ₂	17,01	0,74	694
Toplam (\dot{n}_{bg})	22,98	1,00	

İdeal gazların molar kimyasal ekserjisi daha önce eşitlik 5.10 ile ifade edilmiştir. Formülde veriler yerine koyulup hesaplanırsa;

$$\bar{e}x^{kim} = \bar{R}T_0 \sum y_i \ln\left(\frac{y_i}{y}\right) = \sum_i y_i \bar{e}^{kim,i} + \bar{R}T_0 \sum_i y_i \ln y_i$$

$$\bar{e}x_{bg}^{kim} = [(0,07 \times 3840) + (0,14 \times 19514) + (0,05 \times 11371) + (0,74 \times 694)] + 8,314 \times 288,15 \times [0,07 \times \ln(0,07) + 0,14 \times \ln(0,14) + 0,05 \times \ln(0,05) + 0,74 \times \ln(0,74)]$$

$$\bar{e}x_{bg}^{kim} = 2084,85 \text{ kJ/kmol}$$

Olarak bulunur.

İdeal gazların fiziksel ekserjileri, eşitlik 5.9'da veriler yerine koyulup hesaplanırsa;

$$\bar{e}x_{bg}^{fiz} = \bar{C}_{p,bg} [(T - T_0) - T_0 \ln(\frac{T}{T_0})] + \bar{R}T_0 \ln(\frac{P}{P_0})$$

$$\bar{e}x_{bg}^{fiz} = 31,4025 \times [(413,15 - 288,15) - 288,15 \times \ln(\frac{413,15}{288,15})] + 8,314 \times 288,15 \times \ln(\frac{104,475}{101,325})$$

$$\bar{e}x_{bg}^{fiz} = 738,13 \text{ kJ/kmol}$$

Olarak bulunur.

Baca gazının toplam ekserjisi fiziksel ve kimyasal ekserjileri toplamıdır.

$$Ex_{bg} = \dot{n}_{bg} \times (\bar{e}x_{bg}^{fiz} + \bar{e}x_{bg}^{kim})$$

$$Ex_{bg} = 22,98 \times (738,13 + 2084,85)$$

$$Ex_{bg} = 64872,08 \text{ kW}$$

6.3. YANMA HAVASININ ENERJİ VE EKSERJİ HESABININ YAPILMASI

Kazanda kömürün yakılması için sekonder hava, kömürün taşınması içinde primer hava olarak adlandırılan iki havanın karışımı bulunur. Primer hava, primer fan (PAF), sekonder hava ise sekonder fan (FDF) ile atmosfer ortamından çekilerek luvo denilen döner tip hava ısıtıcının soğuk hava tarafından geçirilerek, diğer bölmesinden geçen baca gazının ısı ile ısıtılarak, yanma havası olarak kazana (sekonder hava) ve kömür taşıma havası olarak ta (primer hava) kömür değirmenlerine yönlendirilir. Sistemde yanma havası debi ölçümü $\dot{m}_{hava} = 2247 \text{ ton/h}$ olarak ölçülmüştür.

Hava sisteme $T_0 = 15 \text{ °C}$ sıcaklığındaki atmosfer şartlarında girmekte olup havanın özgül entalpisi termodinamik tablolardan $288,3 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur. Yakma havasının toplam enerjisi ise;

$$\dot{E}_{\text{hava}} = \dot{m} \times h_{\text{hava}} \quad (6.6)$$

$$\dot{E}_{\text{hava}} = 624,17 \times 288,3$$

$$\dot{E}_{\text{hava}} = 179948,21 \text{ kW}$$

Olarak bulunur.

Hava bileşenlerinin molar oranları ve eşitlik 6.4'e göre hesaplanan standart molar kimyasal ekserjileri Çizelge 6.6'da verilmiştir.

Çizelge 6.6. Hava bileşenlerinin molar oranları ve molar kimyasal ekserjileri.

Yakma havası bileşenleri	Molar oran (y_i)	Standart molar kimyasal ekserjisi (\bar{e}^{kim}) (kJ/kmol)
O ₂	0,2040	3840
N ₂	0,7803	694
H ₂ O	0,0088	11370
Ar	0,00907	11298
CO ₂	0,000294	19514
Toplam (\dot{n}_{hava})	~1,00	

İdeal gazların molar kimyasal ekserjisinden hareketle havanın kimyasal ekserjisini hesaplırsak;

$$\bar{e}_x^{\text{kim}} = \bar{R}T_0 \sum y_i \ln\left(\frac{y_i}{y}\right) = \sum_i y_i \bar{e}^{\text{kim},i} + \bar{R}T_0 \sum_i y_i \ln y_i$$

$$\begin{aligned} \bar{e}_{\text{hava}}^{\text{fiz}} = & [(0,2040 \times 3840) + (0,7803 \times 694) + (0,0088 \times 11370) + (0,00907 \times 11298) \\ & + (0,000294 \times 19514) + 8,314 \times 288,15 \times [0,2040 \times \ln(0,2040) + 0,7803 \times \\ & \ln(0,7803) + 0,0088 \times \ln(0,0088) + 0,00907 \times \ln(0,00907) + 0,000294 \times \\ & \ln(0,000294)] \end{aligned}$$

$$\bar{e}_{\text{hava}}^{\text{fiz}} = 84,83 \text{ kJ/kmol}$$

Olarak bulunur.

İdeal gazların fiziksel ekserjilerinden, havanın fiziksel ekserjisi;

$$\bar{e}_{\text{hava}}^{\text{fiz}} = \bar{C}_{p,\text{hava}} [(T - T_0) - T_0 \ln(\frac{T}{T_0})] + \bar{R}T_0 \ln(\frac{P}{P_0})$$

Atmosfer şartlarındaki hava için $T - T_0 = 0$ olacağından, fiziksel ekserji sıfıra eşittir.

Buradan havanın molar debisini bulacak olursak;

$$\dot{n}_{\text{hava}} = \frac{\dot{m}_{\text{hava}}}{M_{\text{hava}}} = \frac{2247 \text{ ton/h}}{28,97 \text{ kg/kmol}} = \frac{624,17 \text{ kg/s}}{28,97 \text{ kg/kmol}} = 21,55 \text{ kmol/s}$$

Böylece kazana giren yakma havasının toplam ekserjisi aşağıda bulunmuştur.

$$E_{\text{hava}} = \dot{n}_{\text{hava}} \times (\bar{e}_{\text{hava}}^{\text{fiz}} + \bar{e}_{\text{hava}}^{\text{kim}})$$

$$E_{\text{hava}} = 21,55 \times (0 + 84,83)$$

$$E_{\text{hava}} = 1828,09 \text{ kW}$$

6.4. DİĞER DÜĞÜM NOKTALARININ ENERJİ VE EKSERJİ DEĞERLERİ

Yakıt, yanma havası ve baca gazının enerji-ekserji değerlerinin hesaplandığı 48, 49 ve 50 numaralı düğüm noktalarının haricinde kalan diğer tüm noktalar, su-buhar döngüsüne ait düğüm noktalarıdır. Bölümün başında belirtildiği gibi su-buhar döngüsü için herhangi bir madde alışverişi olmaması ve kimyasal bir değişim söz konusu olmadığından kimyasal ekserji ihmal edilmiştir. Noktaların her birinin toplam enerji ve ekserji değerleri aşağıdaki eşitlikler kullanılarak tespit edilmiş ve çıkan sonuçlar tablo haline getirilip santralin diğer tüm düğüm noktalarıyla birlikte Çizelge 6.7’de verilmiştir.

$$\dot{E} = \dot{m} \times h \quad (\text{Toplam enerji değeri})$$

$$E_x = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (\text{Toplam ekserji değeri})$$

$$T_0 = 15^\circ\text{C}, \quad P_0 = 1,01325 \text{ bar}$$

Çizelge 6.7. 600 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri.

Düğüm Noktası		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi	Enerji	Ekserji
		kg/s	C°	bar	kJ/kg	kJ/kgK	kW	kW
Ölü hal	-	-	15	1,01325	63,08	0,2245	-	-
Su	1	485,56	278,2	284	1221,01	2,9879	592868,19	175604,22
Buhar	2	485,56	559	242	3377	6,2399	1639721,11	767460,61
Buhar	3	485,44	557,8	234	3382,12	6,2593	1641831,36	767056,78
Buhar	4	400,00	312	42,4	2987,33	6,3842	1194932,00	459732,98
Buhar	5	400,00	305	40,7	2973,33	6,377	1189332,00	454962,85
Buhar	6	46,56	309,36	42,1	2980,94	6,3762	138779,32	53317,64
Buhar	7	46,56	309,36	42,1	2980,94	6,3762	138779,32	53317,64
Buhar	8	37,69	367,61	53,1	3108,46	6,4884	117171,67	46757,59
Buhar	9	37,69	365,83	51,3	3107,84	6,5019	117148,30	46587,59
Buhar	10	16,72	453,55	20,4	3365,33	7,2874	56275,80	21188,32
Buhar	11	16,72	453,37	20,2	3365,19	7,2917	56273,46	21165,26
Buhar	12	26,54	359,6	10,4	3177,78	7,3163	84352,40	28434,35
Buhar	13	18,74	364,9	10,4	3189,05	7,334	59776,97	20194,66
Buhar	14	400,00	567	38,8	3600,21	7,2971	1440084,00	599664,12
Buhar	15	400,00	566	38,7	3598,01	7,2956	1439204,00	598957,01
Buhar	16	339,10	365	10,1	3189,82	7,3485	1081667,96	364179,63
Buhar	17	26,24	259,38	2,7	2987,93	7,6042	78391,66	20946,63
Buhar	18	26,24	253,06	3	2974,15	7,5299	78030,13	21146,80
Buhar	19	11,81	180,67	1,1	2836,75	7,7083	33489,41	7286,54
Buhar	20	11,81	180,67	1,2	2836,2	7,6672	33482,92	7419,86
Buhar	21	13,04	79,13	0,46	2641,56	7,6231	34457,68	5825,30
Buhar	22	13,04	82,3	0,52	2646,85	7,5797	34526,69	6057,44
Buhar	23	26,09	74,78	0,38	2634,23	7,6843	68724,13	10999,30
Su-Buhar	24	274,95	34,7	0,06	2322,18	7,5721	638489,84	39012,79
Su	25	397,35	33,15	0,06	138,91	0,48	55196,27	877,23
Su	26	397,35	33,5	30,6	143,13	0,4837	56873,10	2130,41
Su	27	397,35	47,5	30,4	201,51	0,67	80070,56	3997,04
Su	28	397,35	95,96	17,24	403,31	1,2599	160256,35	16640,93
Su	29	397,35	117,74	17,2	495,27	1,502	196796,91	25461,72
Su	30	397,35	140,2	10,6	590,51	1,7406	234640,79	35986,57
Su	31	26,24	122,18	2,15	513,06	1,5513	13460,70	1775,20
Su	32	38,04	98,4	0,96	412,35	1,2889	15686,48	1619,17
Su	33	64,13	37,35	0,065	156,47	0,5369	10034,51	216,24
Su	34	517,07	183,2	10,79	777,34	2,1705	401938,76	79380,55
Su	35	517,07	183,56	20,7	779,42	2,1726	403014,27	80143,17
Su	36	508,11	187,5	295	810,7	2,1736	411925,68	94501,98
Su	37	8,96	185,2	101,2	790,63	2,1772	7082,73	1477,05
Su	38	508,11	215,3	294	931,95	2,4294	473534,15	118658,20
Su	39	508,11	251,8	291	1096,38	2,7547	557082,86	154579,02

Çizelge 6.7. 600 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri (devamı).

Düğüm Noktası		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi	Enerji	Ekserji
		kg/s	C°	bar	kJ/kg	kJ/kgK	kW	kW
Su	40	17,00	278,5	286	1222,44	2,99	20781,48	6162,18
Su-Buhar	41	37,69	252,14	41,2	1436,95	3,4618	54165,03	16624,83
Su-Buhar	42	84,25	219,14	22,81	1311,89	3,266	110526,73	31374,85
Su-Buhar	43	100,97	193,07	13,42	1069,03	2,7965	107942,33	26740,29
Buhar	44	26,54	37	0,06	2568,28	8,3344	68173,57	4468,29
Su	45	31,73	20	2,2	84,12	0,2965	2668,71	9,30
Su	46	22340,28	19,7	1,6	82,81	0,2922	1849998,40	4965,02
Su	47	22340,28	26,7	1,6	112,09	0,391	2504121,74	23078,07
Hava	48	624,17	15	1,01325	288,3	1,66103	179948,21	1828,09
Yakıt	49	59,17	-	-	-	-	1485403,68	1500255,24
Baca Gazı	50	668,74	140	0,0315	-	-	90203,62	64872,08
Su	51	0,00	0	0	0	0	0,00	0,00
Su	52	0,00	0	0	0	0	0,00	0,00

6.5. TESİS EKİPMANLARININ TAM YÜKTE ENERJİ KAYIPLARI VE EKSERJİ YIKIMLARININ HESAPLANMASI

Sistem ekipmanlarının enerji kayıpları eşitlik 5.5'deki enerji denge denkleminde, daha önce hesaplanan düğüm noktası enerji değerlerinin yerlerine koyulmasıyla bulunmuştur.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c - \sum_{\dot{g}} \dot{m}_g h_g$$

$\dot{Q}_{\text{kayıp}} = -\dot{Q}$ ve ekipman çıkışında iş elde edilmiyorsa, $\dot{W} = 0$ olacağından;

$$\dot{Q}_{\text{kayıp}} = \sum_{\dot{g}} \dot{m}_g h_g - \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = \sum_{\dot{g}} \dot{E}_g - \sum_{\dot{c}} \dot{E}_c$$

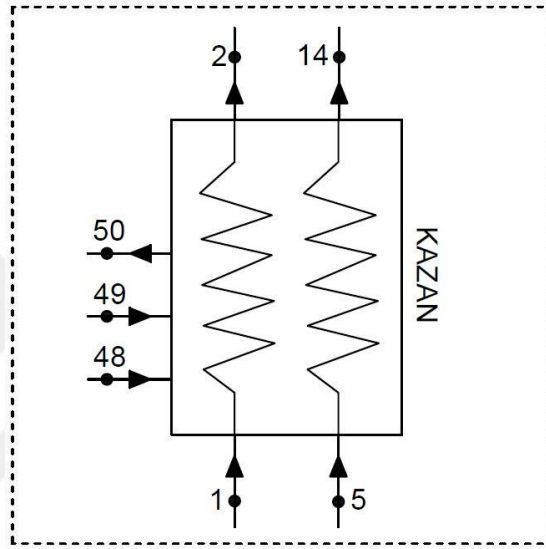
Ekipmanların toplam ekserji yıkımları, giren ve çıkan ekserjiler arasındaki fark kadardır.

$$EX_{\text{yıkım}} = EX_g - EX_c \quad (6.7)$$

Sistemin ekserji verimi de eşitlik 5.25’de verildiği gibi, çıkan ekserjiler toplamının giren ekserjiler toplamına oranıdır.

$$\eta_{II} = \frac{\text{elde edilen ekserji}}{\text{toplam ekserji girişi}} = \frac{Ex_{\text{ç}}}{Ex_{\text{g}}} \text{ ‘dir.}$$

6.5.1. Kazana Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması



Şekil 6.2. Buhar kazanı akım şeması.

Kazana giren çıkan enerjiler, enerji denge denkleminde yerine koyularak, kayıp enerji hesaplanır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\text{ç}} \dot{m}_{\text{ç}} h_{\text{ç}} - \sum_{\text{g}} \dot{m}_{\text{g}} h_{\text{g}}$$

$$\dot{W} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = \sum_{\text{g}} \dot{m}_{\text{g}} h_{\text{g}} - \sum_{\text{ç}} \dot{m}_{\text{ç}} h_{\text{ç}}$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = (\dot{E}_1 + \dot{E}_5 + \dot{E}_{48} + \dot{E}_{49}) - (\dot{E}_2 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{50})$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = (592868,19 + 1189332 + 179948,21 + 1485403,68) - (1639721,11 + 1440084 + 90203,62)$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = 277543,35 \text{ kW}$$

Kazanın termal verimi ise;

$$\eta_I = \frac{\dot{E}_\zeta}{\dot{E}_g} = \frac{\dot{E}_2 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{50}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_5 + \dot{E}_{48} + \dot{E}_{49}} = \frac{3170008,73}{3447552,08} = 0,9195 = \%91,95$$

olarak bulunur.

Kazandaki ekserji yıkımı;

$$EX_{\text{yıkım}} = EX_g - EX_\zeta$$

$$EX_{\text{yıkım}} = (EX_1 + EX_5 + EX_{48} + EX_{49}) - (EX_2 + EX_{14} + EX_{50})$$

$$EX_{\text{yıkım}} = (175604,22 + 454962,85 + 1828,09 + 1500255,24) - (767460,61 + 599664,12 + 64872,08)$$

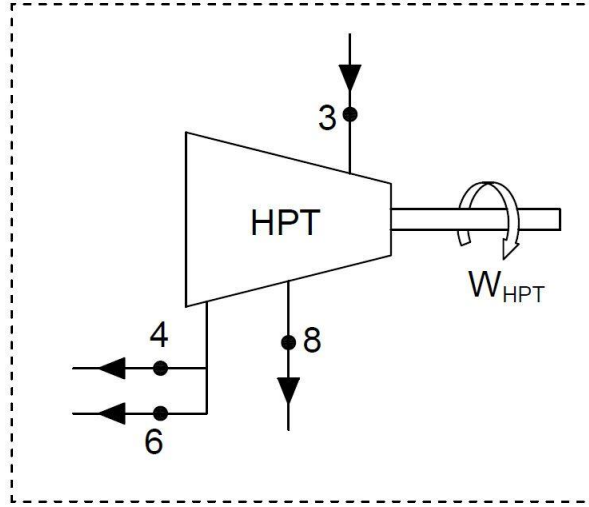
$$EX_{\text{yıkım}} = 700653,59 \text{ kW}$$

Olarak hesaplanır.

Kazanın ekserji verimi;

$$\eta_{II} = \frac{EX_\zeta}{EX_g} = \frac{EX_2 + EX_{14} + EX_{50}}{EX_1 + EX_5 + EX_{48} + EX_{49}} = \frac{1431996,81}{2132650,40} = 0,6715 = \%67,15$$

6.5.2. HP (Yüksek Basınç) Türbine Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması



Şekil 6.3. HP türbin akım şeması.

Yüksek basınç türbinine giren çıkan enerjiler, enerji denge denkleminde yerine koyularak türbin işi hesaplanır. Burada türbine ilk giren kızgın buhar sayesinde giren çıkan enerjiler arasındaki fark kadar türbine mekanik iş yaptırılır. Yüksek-orta ve düşük basınç türbinlerinde gövdeden dışarıya ısı kaybının olmadığı dolayısıyla kayıp enerjinin olmadığı, giren buhar enerjisinin doğrudan iş ve çıkan buhar enerjisi toplamına eşit olduğu düşünülerek işin büyüklüğü hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c - \sum_{\dot{g}} \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{W}_{HPT} = \sum_{\dot{g}} \dot{m}_g h_g - \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c$$

$$\dot{W}_{HPT} = (\dot{E}_3) - (\dot{E}_4 + \dot{E}_6 + \dot{E}_8)$$

$$\dot{W}_{HPT} = (1641831,36) - (1194932,00 + 138779,32 + 117171,67)$$

$$\dot{W}_{HPT} = 190948,37 \text{ kW}$$

HP türbindeki ekserji yıkımı;

$$EX_{\text{yıkım}} = EX_g - EX_c$$

$$Ex_{yıkım} = (Ex_3) - (Ex_4 + Ex_6 + Ex_8 + \dot{W}_{HPT})$$

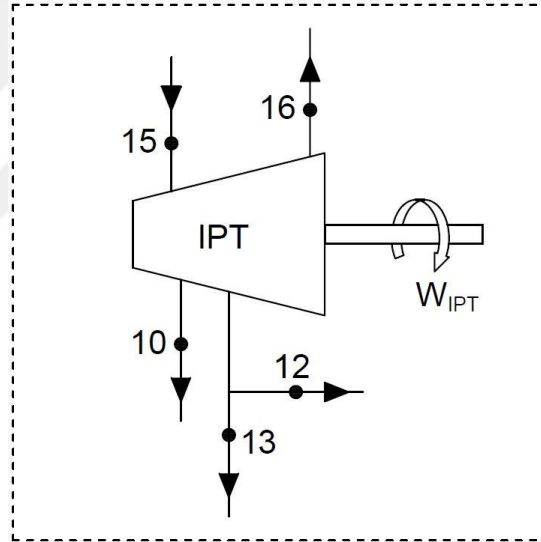
$$Ex_{yıkım} = (767056,78) - (459732,98 + 53317,64 + 46757,59 + 190948,37)$$

$$Ex_{yıkım} = 16300,20 \text{ kW}$$

HP türbinin ekserji verimi;

$$\eta_{II} = \frac{Ex_{\dot{c}}}{Ex_g} = \frac{Ex_4 + Ex_6 + Ex_8 + \dot{W}_{HPT}}{Ex_3} = \frac{750756,58}{767056,08} = 0,9788 = \%97,88$$

6.5.3. IP (Orta Basınç) Türbine Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması



Şekil 6.4. IP türbin akım şeması.

Orta basınç türbinine giren çıkan enerjiler, enerji denge denkleminde yerine koyularak türbin işi hesaplanır. Burada HP türbine iş yaptırarak sıcaklığı ve basıncı düşen buhar, kazan RH paketlerine gönderilir. Tekrar kızdırılıp orta basınç türbinine girer ve türbine mekanik iş yaptırılır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c - \sum_g \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{W}_{IPT} = \sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_c \dot{m}_c h_c$$

$$\dot{W}_{IPT} = (\dot{E}_{15}) - (\dot{E}_{10} + \dot{E}_{12} + \dot{E}_{13} + \dot{E}_{16})$$

$$\dot{W}_{IPT} = (1439204) - (56275,80 + 84352,40 + 59776,97 + 1081667,96)$$

$$\dot{W}_{IPT} = 157130,87 \text{ kW}$$

IP türbindeki ekserji yıkımı;

$$EX_{yıkım} = EX_g - EX_ç$$

$$EX_{yıkım} = (EX_{15}) - (EX_{10} + EX_{12} + EX_{13} + EX_{16} + \dot{W}_{IPT})$$

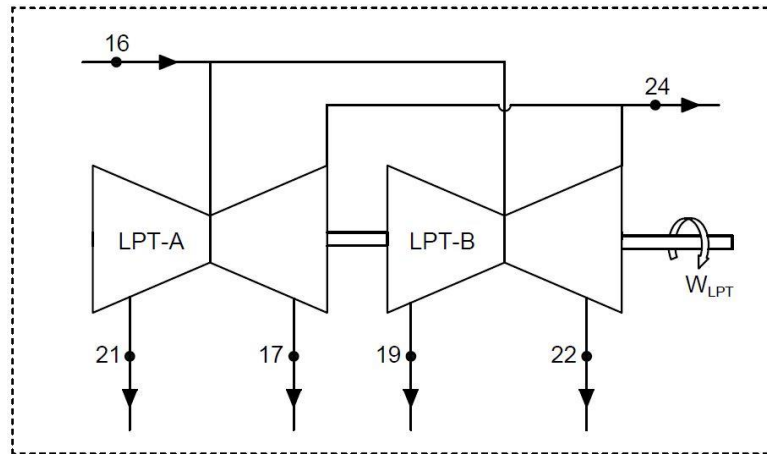
$$EX_{yıkım} = (598957,01) - (21188,32 + 28434,35 + 20194,66 + 364179,63 + 157130,87)$$

$$EX_{yıkım} = 7829,19 \text{ kW}$$

IP türbin ekserji verimi;

$$\eta_{II} = \frac{EX_ç}{EX_g} = \frac{EX_{10} + EX_{12} + EX_{13} + EX_{16} + \dot{W}_{IPT}}{EX_{15}} = \frac{591127,83}{598957,01} = 0,9869 = \%98,69$$

6.5.4. LP(Düşük Basıncı) Türbinlerine ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması



Şekil 6.5. LP türbin akım şeması.

Düşük basınç türbinlerine giren çıkan enerjiler, enerji denge denkleminde yerine koyularak türbin işi hesaplanır. Burada IP türbine iş yaptırarak sıcaklığı ve basıncı düşen buhar, iki türbin grubunu birbirine bağlayan bir kanalla düşük basınç türbinlerine aktarılır ve bu türbinlere mekanik iş yaptırılır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c - \sum_{\dot{g}} \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{W}_{LPT} = \sum_{\dot{g}} \dot{m}_g h_g - \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c$$

$$\dot{W}_{LPT} = (\dot{E}_{16}) - (\dot{E}_{17} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{21} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{24})$$

$$\dot{W}_{LPT} = (1081667,96) - (78391,66 + 33489,41 + 34457,68 + 34526,69 + 638489,84)$$

$$\dot{W}_{LPT} = 262312,68 \text{ kW}$$

LP türbinlerdeki ekserji yıkımı;

$$EX_{yıkım} = EX_g - EX_c$$

$$EX_{yıkım} = (EX_{16}) - (EX_{17} + EX_{19} + EX_{21} + EX_{22} + EX_{24} + \dot{W}_{LPT})$$

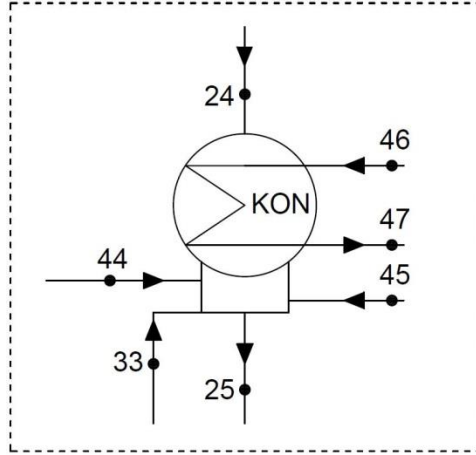
$$EX_{yıkım} = (364179,63) - (20946,63 + 7286,54 + 5825,30 + 6057,44 + 39012,79 + 262312,68)$$

$$EX_{yıkım} = 22738,25 \text{ kW}$$

LP türbinlerin ekserji verimi;

$$\eta_{ii} = \frac{EX_c}{EX_g} = \frac{EX_{17} + EX_{19} + EX_{21} + EX_{22} + EX_{24} + \dot{W}_{LPT}}{EX_{16}} = \frac{341441,39}{364179,63} = 0,9376 = \%93,76$$

6.5.5. Kondensere Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması



Şekil 6.6. Kondenser akım şeması.

Kondensere giren çıkan enerjiler, enerji denge denkleminde yerine koyularak, kayıp enerji hesaplanır. Mekanik iş yapılmamaktadır. Soğutma suyu, debisi çok fazla olduğu için kondenser çıkışında önemli ölçüde enerji kazanır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c - \sum_{\dot{g}} \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = \sum_{\dot{g}} \dot{m}_g h_g - \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = (\dot{E}_{24} + \dot{E}_{33} + \dot{E}_{44} + \dot{E}_{45} + \dot{E}_{46}) - (\dot{E}_{25} + \dot{E}_{47})$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = (638489,84 + 10034,51 + 68173,57 + 2668,71 + 1849998,40) - (55196,27 + 2504121,74)$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = 10047,01 \text{ kW}$$

Kondenserdeki ekserji yıkımı;

$$EX_{\text{yıkım}} = EX_g - EX_c$$

$$EX_{\text{yıkım}} = (EX_{24} + EX_{33} + EX_{44} + EX_{45} + EX_{46}) - (EX_{25} + EX_{47})$$

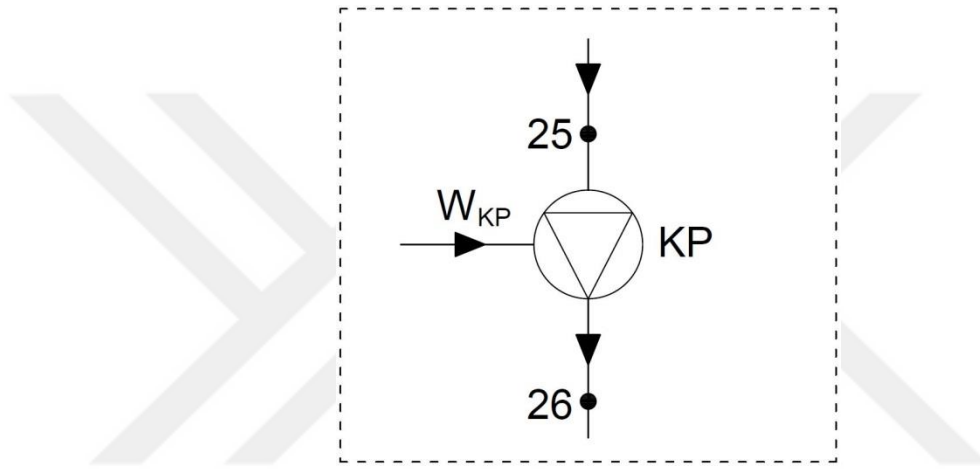
$$EX_{\text{yıkım}} = (39012,79 + 216,24 + 4468,29 + 9,30 + 4965,02) - (877,23 + 23078,07)$$

$$E_{x_{yıkım}} = 24716,35 \text{ kW}$$

Kondenserin ekserji verimi;

$$\eta_{ii} = \frac{E_{x_{\dot{c}}}}{E_{x_g}} = \frac{E_{x_{25}} + E_{x_{47}}}{E_{x_{24}} + E_{x_{33}} + E_{x_{44}} + E_{x_{45}} + E_{x_{46}}} = \frac{23955,29}{48671,64} = 0,4922 = \%49,22$$

6.5.6. Kondensat Pompasına Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması



Şekil 6.7. Kondensat pompası akım şeması.

Pompa motorunun aktardığı güç kadar pompaya mekanik bir iş yaptırılarak, kondenser hotwell'inden emilen su, basınçlandırılıp düşük basınçlı ısıtıcılara gönderilir. Giren çıkan enerjiler, enerji denge denkleminde yerine koyularak, kayıp enerji hesaplanır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c - \sum_g \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{E}_{kayıp} - \dot{W}_{KP} = \sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_c \dot{m}_c h_c$$

$$\dot{E}_{kayıp} = (\dot{E}_{25} + \dot{W}_{KP}) - (\dot{E}_{26})$$

$$\dot{E}_{kayıp} = (55196,27 + 1900) - (56873,10)$$

$$\dot{E}_{kayıp} = 223,17 \text{ kW}$$

Pompadaki ekserji yıkımı;

$$EX_{yıkım} = EX_g - EX_ç$$

$$EX_{yıkım} = (EX_{25} + \dot{W}_{KP}) - (EX_{26})$$

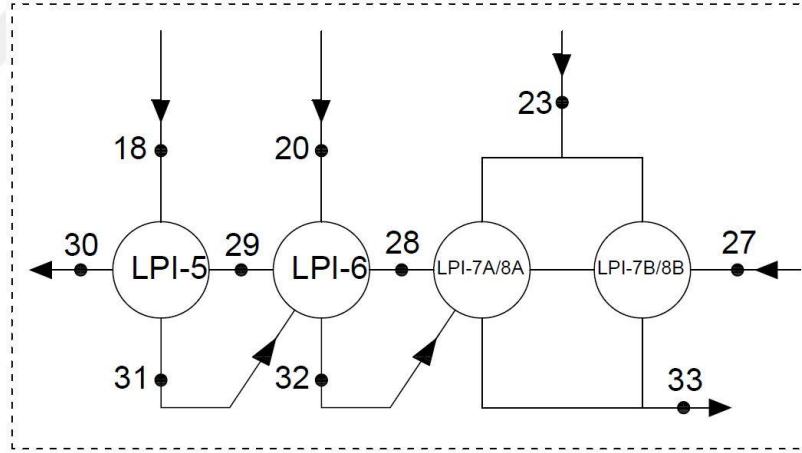
$$EX_{yıkım} = (877,23 + 1900) - (2130,41)$$

$$EX_{yıkım} = 646,82 \text{ kW}$$

Pompanın ekserji verimi;

$$\eta_{II} = \frac{EX_ç}{EX_g} = \frac{EX_{26}}{EX_{25} + \dot{W}_{KP}} = \frac{2130,41}{2777,23} = 0,7671 = \%76,71$$

6.5.7. LP(Düşük Basıncı) Isıtıcılara Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması



Şekil 6.8. LP (düşük basınç) ısıtıcı grubu akım şeması.

4 adet düşük basınçlı ısıtıcıyı bir grup olarak düşünerek, LP ısıtıcı grubunun toplam enerji kaybı, ekserji yıkımı ve ekserji verimi bulunmuştur.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_ç \dot{m}_ç h_ç - \sum_g \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{E}_{kayıp} = \sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_ç \dot{m}_ç h_ç$$

$$\dot{E}_{kayıp} = (\dot{E}_{18} + \dot{E}_{20} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{27}) - (\dot{E}_{33} + \dot{E}_{30})$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = (78030,13 + 33482,92 + 68724,13 + 80070,56) - (10034,51 + 234640,79)$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = 15632,44 \text{ kW}$$

Isıtıcılardaki ekserji yıkımı;

$$E_{X_{\text{yıkım}}} = E_{X_g} - E_{X_{\text{ç}}}$$

$$E_{X_{\text{yıkım}}} = (E_{X_{18}} + E_{X_{20}} + E_{X_{23}} + E_{X_{27}}) - (E_{X_{33}} + E_{X_{30}})$$

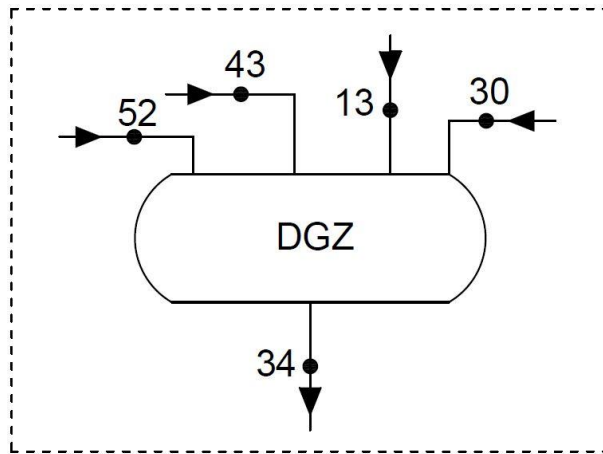
$$E_{X_{\text{yıkım}}} = (21146,80 + 7419,86 + 10999,30 + 3997,04) - (216,24 + 35986,57)$$

$$E_{X_{\text{yıkım}}} = 7360,20 \text{ kW}$$

Isıtıcıların ekserji verimi;

$$\eta_{II} = \frac{E_{X_{\text{ç}}}}{E_{X_g}} = \frac{E_{X_{33}} + E_{X_{30}}}{E_{X_{18}} + E_{X_{20}} + E_{X_{23}} + E_{X_{27}}} = \frac{36202,81}{43563,01} = 0,8310 = \%83,1$$

6.5.8. Degazöre Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması



Şekil 6.9. Degazör akım şeması.

Giren çıkan enerjiler, enerji denge denkleminde yerine koyularak, kayıp enerji hesaplanır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\text{ç}} \dot{m}_{\text{ç}} h_{\text{ç}} - \sum_{\text{g}} \dot{m}_{\text{g}} h_{\text{g}}$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = \sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_{\text{ç}} \dot{m}_{\text{ç}} h_{\text{ç}}$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = (\dot{E}_{13} + \dot{E}_{30} + \dot{E}_{43} + \dot{E}_{52}) - (\dot{E}_{34})$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = (59776,97 + 234640,79 + 107942,33 + 0) - (401938,76)$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = 421,33 \text{ kW}$$

Degazördeki ekserji yıkımı;

$$EX_{\text{yıkım}} = EX_g - EX_{\text{ç}}$$

$$EX_{\text{yıkım}} = (EX_{13} + EX_{30} + EX_{43} + EX_{52}) - (EX_{34})$$

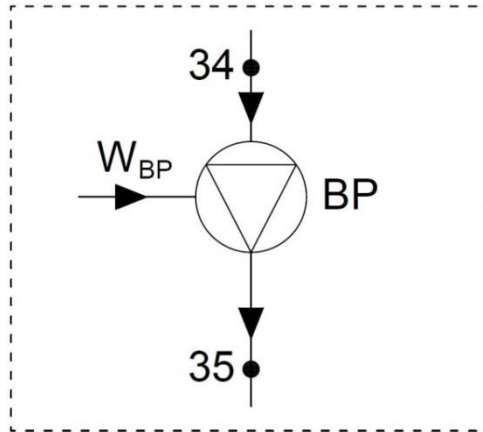
$$EX_{\text{yıkım}} = (20194,66 + 35986,57 + 26740,29 + 0) - (79380,55)$$

$$EX_{\text{yıkım}} = 3540,96 \text{ kW}$$

Degazördeki ekserji verimi;

$$\eta_{\text{II}} = \frac{EX_{\text{ç}}}{EX_g} = \frac{EX_{34}}{EX_{13} + EX_{30} + EX_{43} + EX_{52}} = \frac{79380,55}{82921,52} = 0,9573 = \%95,73$$

6.5.9. Booster(Yardımcı) Pompaya Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması



Şekil 6.10. Booster pompa akım şeması.

Pompa motorunun aktardığı güç kadar pompaya mekanik bir iş yaptırılarak, besleme deposundan emilen besleme suyu biraz daha basınçlandırılıp, kazan besleme suyu pompasına emdirilmek için hazırlanır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c - \sum_g \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} - \dot{W}_{\text{BP}} = \sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_c \dot{m}_c h_c$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = (\dot{E}_{34} + \dot{W}_{\text{BP}}) - (\dot{E}_{35})$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = (401938,76 + 1200) - (403014,27)$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = 124,50 \text{ kW}$$

Pompadaki ekserji yıkımı;

$$E_{X_{\text{yıkım}}} = E_{X_g} - E_{X_c}$$

$$E_{X_{\text{yıkım}}} = (E_{X_{34}} + \dot{W}_{\text{BP}}) - (E_{X_{35}})$$

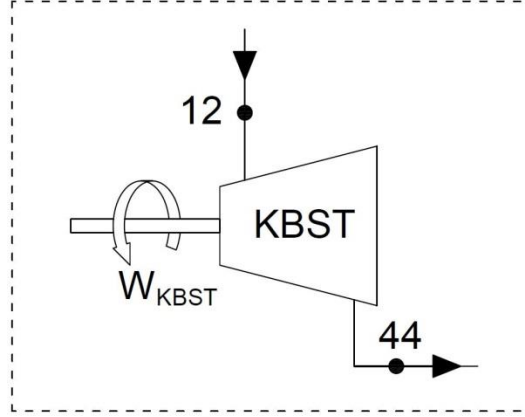
$$E_{X_{\text{yıkım}}} = (79380,55 + 1200) - (80143,17)$$

$$E_{X_{\text{yıkım}}} = 437,38 \text{ kW}$$

Pompanın ekserji verimi;

$$\eta_{\text{II}} = \frac{E_{X_c}}{E_{X_g}} = \frac{E_{X_{35}}}{E_{X_{34}} + \dot{W}_{\text{BP}}} = \frac{80143,17}{80580,55} = 0,9946 = \%99,46$$

6.5.10. Kazan Besleme Suyu Pompa Türbinine Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması



Şekil 6.11. Kazan besleme suyu türbini akım şeması.

Türbinden dışarıya ısı ve enerji kaybının olmadığı, giren buharın direk iş ve çıkan buhara eşit olduğu düşünülerek işin büyüklüğü hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c - \sum_{\dot{g}} \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{W}_{KBST} = \sum_{\dot{g}} \dot{m}_g h_g - \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c$$

$$\dot{W}_{KBST} = (\dot{E}_{12}) - (\dot{E}_{44})$$

$$\dot{W}_{KBST} = (84352,40) - (68173,57)$$

$$\dot{W}_{KBST} = 16178,83 \text{ kW}$$

Türbindeki ekserji yıkımı;

$$EX_{yıkım} = EX_g - EX_c$$

$$EX_{yıkım} = (EX_{12}) - (EX_{44} + \dot{W}_{KBST})$$

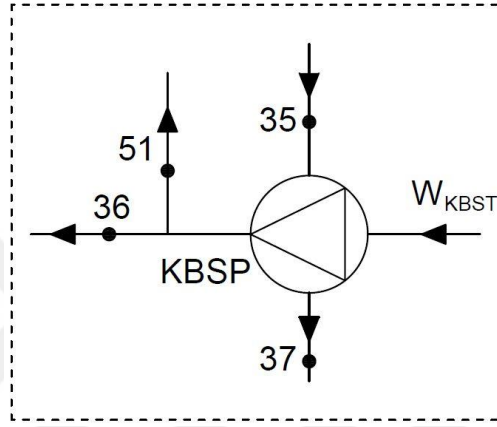
$$EX_{yıkım} = (28434,35) - (4468,29 + 16178,83)$$

$$EX_{yıkım} = 7787,23 \text{ kW}$$

Kazan besleme suyu pompa türbininin ekserji verimi;

$$\eta_{ii} = \frac{Ex_{\dot{c}}}{Ex_g} = \frac{Ex_{44} + \dot{W}_{KBST}}{Ex_{12}} = \frac{20647,12}{28434,35} = 0,7661 = \%76,61$$

6.5.11. Kazan Besleme Suyu Pompasına Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması



Şekil 6.12. Kazan besleme suyu pompası akım şeması.

Kazan besleme suyunun ihtiyaç duyduğu güç, besleme suyu pompası türbinin yaptığı mekanik iş tarafından sağlanmaktadır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c - \sum_g \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{E}_{kayıp} - \dot{W}_{KBST} = \sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_{\dot{c}} \dot{m}_c h_c$$

$$\dot{E}_{kayıp} = (\dot{E}_{35} + \dot{W}_{KBST}) - (\dot{E}_{36} + \dot{E}_{37} + \dot{E}_{51})$$

$$\dot{E}_{kayıp} = (403014,27 + 16178,83) - (411925,68 + 7082,73 + 0)$$

$$\dot{E}_{kayıp} = 184,69 \text{ kW}$$

Pompadaki ekserji yıkımı;

$$Ex_{yıkım} = Ex_g - Ex_{\dot{c}}$$

$$Ex_{yıkım} = (Ex_{35} + \dot{W}_{KBST}) - (Ex_{36} + Ex_{37} + Ex_{51})$$

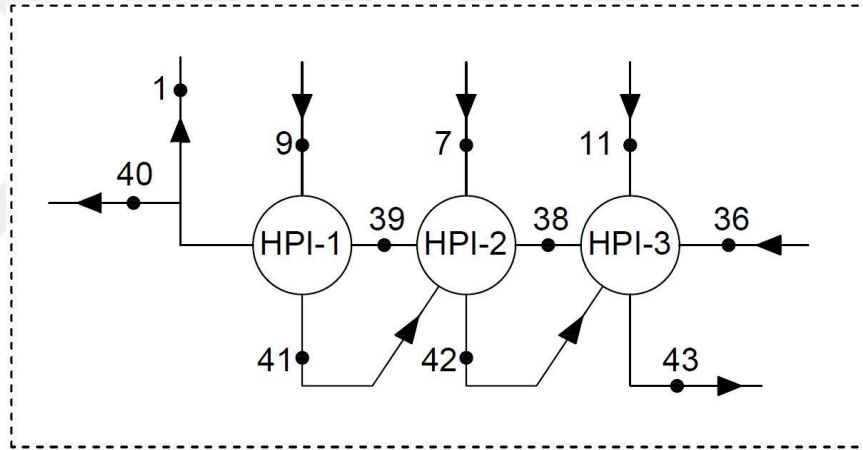
$$Ex_{yıkım} = (80143,17 + 16178,83) - (94501,98 + 1477,05 + 0)$$

$$Ex_{yıkım} = 342,98 \text{ kW}$$

Pompanın ekserji verimi;

$$\eta_{II} = \frac{Ex_{\checkmark}}{Ex_g} = \frac{Ex_{36} + Ex_{37} + Ex_{51}}{Ex_{35} + \dot{W}_{KBST}} = \frac{95979,02}{96322} = 0,9964 = \%99,64$$

6.5.12. HP(Yüksek Basınçlı) Isıtıcılara Ait Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması



Şekil 6.13. HP (yüksek basınç) ısıtıcı grubu akım şeması.

3 adet yüksek basınçlı ısıtıcıyı bir grup olarak düşünerek, HP ısıtıcı grubunun toplam enerji kaybı, ekserji yıkımı ve ekserji verimi bulunmuştur.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\checkmark} \dot{m}_{\checkmark} h_{\checkmark} - \sum_g \dot{m}_g h_g$$

$$\dot{E}_{kayıp} = \sum_g \dot{m}_g h_g - \sum_{\checkmark} \dot{m}_{\checkmark} h_{\checkmark}$$

$$\dot{E}_{kayıp} = (\dot{E}_7 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{36}) - (\dot{E}_1 + \dot{E}_{40} + \dot{E}_{43})$$

$$\dot{E}_{kayıp} = (138779,32 + 117148,30 + 56273,46 + 411925,68) - (592819,63 + 20781,48 + 107942,33)$$

$$\dot{E}_{\text{kayıp}} = 2534,75 \text{ kW}$$

Isıtıcılardaki ekserji yıkımı;

$$E_{X_{\text{yıkım}}} = E_{X_g} - E_{X_{\text{ç}}}$$

$$E_{X_{\text{yıkım}}} = (E_{X_7} + E_{X_9} + E_{X_{11}} + E_{X_{36}}) - (E_{X_1} + E_{X_{40}} + E_{X_{43}})$$

$$E_{X_{\text{yıkım}}} = (53317,64 + 46587,59 + 21165,26 + 94501,98) - (175604,22 + 6162,18 + 26740,29)$$

$$E_{X_{\text{yıkım}}} = 7065,77 \text{ kW}$$

Isıtıcıların ekserji verimi;

$$\eta_{\text{II}} = \frac{E_{X_{\text{ç}}}}{E_{X_g}} = \frac{E_{X_1} + E_{X_{40}} + E_{X_{43}}}{E_{X_7} + E_{X_9} + E_{X_{11}} + E_{X_{36}}} = \frac{208506,69}{215572,46} = 0,9672 = \%96,72$$

olarak bulunmuştur.

Ekipmanların kayıp enerji, üretilen iş, ekserji yıkımı ve ekserji verimlerine ait sonuçlar Çizelge 6.8' de gösterilmiştir.

Çizelge 6.8. Tam yükte ekipmanların kayıp enerji ve ekserji performansları.

Ekipman	Kayıp Enerji (kW)	Türbin İşi (kW)	Tersinmezlik (kW)	Ekserji Verimi (%)
Kazan	277543,35	-	700653,59	67,15
HP türbin	-	190948,37	16300,20	97,88
IP türbin	-	157130,87	7829,19	98,69
LP türbin	-	262312,68	22738,25	93,76
Kondenser	10047,01	-	24716,35	49,22
Kondensat pompası	223,17	-	646,82	76,71
LP ısıtıcı grubu	15632,44	-	7360,20	83,10
Degazör	421,33	-	3540,96	95,73
Booster pompa	124,50	-	437,38	99,46
KBS türbini	-	16178,83	7787,23	76,61
KBS pompası	184,69	-	342,98	99,64
HP ısıtıcı grubu	2534,75	-	7065,77	96,72

6.6. TAM YÜKTE TESİS VERİMİNİN HESABI

Yapılan hesaplamalar sonucunda tesisin brüt enerji eldesi; jeneratör kayıplarında hesaba katılarak HP, IP ve LP türbinlerde yapılan işin toplamı olarak bulunmuştur.

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (\dot{W}_{\text{HP}} + \dot{W}_{\text{IP}} + \dot{W}_{\text{LP}}) \times \eta_{\text{gen}} \quad (6.8)$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (190948,37 + 157130,87 + 262312,68) \times 0,99$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (610391,92) \times 0,99$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = 604288 \text{ kW}$$

Santralin elektrik üretimi esnasında pompa, fan, değirmen gibi ekipmanların tükettiği elektrik enerjileri hesaba katılarak net iş bulunur. Tesis DCS ekranından alınan bilgiye göre tam yükteki iç ihtiyaç 17 MW/h'tır. Ayrıca tesisin net verimi hesaplanırken, \dot{E}_{giren} olarak $\dot{E}_{\text{kömür}}$ alınır. Buradan santralin net verimi üretilen net enerjinin giren enerjiye oranıyla bulunur.

$$\eta_{\text{net}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_{\text{g}}} = \frac{\dot{W}_{\text{brüt}} - \dot{W}_{\text{iç ihtiyaç}}}{\dot{E}_{\text{kömür}}} = \frac{604288 - 17000}{1485403,68} = 0,3954 = \%39,54$$

BÖLÜM 7

SANTRALİN FARKLI YÜKLERDEKİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Ülkemizde elektrik üreten ve ürettiğini doğrudan pazarlayan tesisler, fiyatlandırma birimi olan Piyasa Mali Uzlaştırma Merkeziyle koordineli çalışan milli yük tevzinin, ülke içindeki enerji ihtiyacına göre belirlediği program dahilinde üretim yaparlar. Tesisin yapacağı üretimler bir gün öncesinden günlük program olarak yük tevzi tarafından bildirilir. Bu program doğrultusunda değişik saatlerde tesisten tam kapasite olan 600 MW veya daha aşağısındaki yüklerde çalışması istenebilir. Özellikle gece saatlerinde birçok işletmede üretim azalacağından ya da duracağından elektrik tüketimi düşmektedir. Bu nedenle elektrik üretim tesislerinden bu saatlerde sık sık düşük yüklerde çalışılması istenebilir ya da anlık yük atma talimatları gelebilmektedir.

Enerji ve ekserji analizinin enerji santrallerine uygulanması konusunda bir çok araştırmacı tarafından yapılmış çok sayıda çalışma mevcuttur. Bunlar genellikle dizayn değerleri ya da tam kapasite çalışma durumları için yapılmış olup, farklı buhar basınçlarında ve farklı yükler altında yapılan çalışmalarda belirgin bir literatür eksikliği mevcuttur [18].

Tesiste tam kapasitenin altındaki yüklerde de enerji ve ekserji verimliliğinin ne boyutta olduğu bilinmeli ve buna göre iyileştirmeler yapılmalı ve önlemler alınmalıdır. Burada tam kapasite haricindeki 550 MW, 500 MW, 450 MW, 400 MW ve 350 MW yüklerde tesis çalışması incelenmiş olup bu yüklerdeki analizler yapılmış ve tam yükteki değerlerle karşılaştırılmış, enerji kaybı ve verimliliğin hangi yüklerde ne durumda olduğu incelenmiştir.

7.1. YAKITIN ENERJİ VE EKSERJİ HESABININ YAPILMASI

Yukarıda bahsedilen farklı yüklerin her birinde, o yüke ait yakıt debisi işletme verilerinden bakılarak belirlenmiştir. Kömürün içerik ve kimyasal özellikleri değişmeyeceğinden daha önce eşitlik 5.12 ve 5.13 kullanılarak tam yükte hesaplanan birim ekserji değeri ile, her bir yüke ait yakıt debileri ayrı ayrı çarpılarak sistemdeki yakıtın ekserji değerleri ve tam yükteki hesaplamada olduğu gibi kömür debileriyle yakıt alt ısı değeri çarpılarak enerji değerleri bulunmuş ve Çizelge 7.1’de verilmiştir.

Çizelge 7.1. Yakıtın farklı yüklerdeki debi, enerji ve ekserji bilgileri.

Tesis Yüğü (MW)	Debi (kg/s)	Enerji (kW)	Ekserji (kW)
550	55	1380720,00	1394524,90
500	50,28	1262229,12	1274849,31
450	45	1129680,00	1140974,92
400	41,68	1046334,72	1056796,32
350	37,5	941400,00	950812,43

7.2. BACA GAZININ ENERJİ VE EKSERJİ HESABININ YAPILMASI

7.2.1. Baca Gazı Bileşenlerinin Molar Debilerinin Belirlenmesi

Kazanda yanma sonucu ortaya çıkan baca gazının molar debisi farklı yüklere göre hesaplanmıştır. Baca gazının yüklere göre ESP giriş sıcaklıkları, volümetrik debileri sistemden alınmış, eşitlik 6.1’e göre ayrı ayrı hesaplanarak baca gazının molar debileri bulunmuştur. Çıkan sonuçlar Çizelge 7.2’de verilmiştir.

Çizelge 7.2. Baca gazının farklı yüklerdeki molar debileri.

Tesis Yüğü (MW)	Sıcaklık (°C)	Volümetrik debi (m ³ /s)	Molar debi (kmol/s)
550	140	725,05	22,02
500	131	695,35	21,55
450	128	659,76	20,57
400	129	631,96	19,62
350	129	602,64	18,68

Adı geçen yüklerde, yanma ürünlerinin bir kısmı CEMS değerleri sayfasından alınarak ve bir kısmı da tam yükte hesaplanıldığı gibi, yanma işlemi esnasındaki tepkime denklıklarından yararlanılarak, her bir ürünün molar debisi tek tek bulunmuş ve Çizelge 7.3'e işlenmiştir. SO₂, NO, CO miktarları çok küçük değerler olduğu için tam yük hesaplamalarında olduğu gibi değerlendirme dışında tutulmuştur.

Çizelge 7.3. Farklı yüklerde kazan baca gazı ürünlerinin molar debi ve oranları.

Yük (MW)	Baca gazı bileşenleri	\dot{n}_i (kmol/s)	Molar oran (y_i)
550	O ₂	1,72	0,078
	CO ₂	2,89	0,13
	H ₂ O	0,98	0,045
	N ₂	16,43	0,75
	Toplam (\dot{n}_{bg})	22,02	1,00
500	O ₂	1,83	0,085
	CO ₂	2,71	0,12
	H ₂ O	0,92	0,043
	N ₂	16,09	0,75
	Toplam (\dot{n}_{bg})	21,55	1,00
450	O ₂	1,95	0,095
	CO ₂	2,43	0,12
	H ₂ O	0,82	0,04
	N ₂	15,37	0,75
	Toplam (\dot{n}_{bg})	20,57	1,00
400	O ₂	2,06	0,105
	CO ₂	2,25	0,11
	H ₂ O	0,76	0,039
	N ₂	14,55	0,74
	Toplam (\dot{n}_{bg})	19,62	1,00
350	O ₂	2,24	0,12
	CO ₂	1,98	0,11
	H ₂ O	0,67	0,036
	N ₂	13,79	0,74
	Toplam (\dot{n}_{bg})	18,68	1,00

7.2.2. Baca Gazı Entalpilerinin Belirlenmesi

Farklı yüklerdeki yanma ürünlerinin özgül ısıları tam yükte hesaplanırken kullanılan değerlerle aynı, fakat molar oranları farklıdır. Buradan hareketle eşitlik 6.2, 6.3 ve

6.4 kullanılarak baca gazı özgül ısıları ve enerjileri bulunmuştur. Termodinamik tablolar kullanılarak bulunan yanma ürünlerinin kısmi basınçları ile farklı yüklerdeki baca gazı sıcaklıkları dikkate alınarak eşitlik 6.5 kullanılıp standart molar kimyasal ekserjiler bulunmuştur. Bulunan değerler eşitlik 5.9 ve 5.10'da yerlerine koyularak kmol başına kimyasal ve fiziksel ekserjiler hesaplanmıştır. Hesap yapılan her yük için, bu iki değer toplamının baca gazı molar debileriyle çarpımı sonucu farklı yüklerdeki baca gazı ekserjileri bulunmuş ve çıkan enerji-ekserji değerlerinin sonuçları Çizelge 7.4'de verilmiştir.

Çizelge 7.4. Baca gazının farklı yüklerdeki özgül ısı, enerji ve ekserji değerleri.

Tesis Yüğü (MW)	$\bar{C}_{p,bg}$ (kJ/kmol.K)	Enerji (kW)	Ekserji (kW)
550	31,35714	86310,53	58100,52
500	31,09269	77725,51	50998,29
450	31,29315	72738,11	47837,65
400	30,86157	69027,46	41850,44
350	31,21518	66473,35	39835,83

7.3. YANMA HAVASININ ENERJİ VE EKSERJİ HESABININ YAPILMASI

Havanın sisteme girişı her koşulda aynı olduğu için, enerji ve ekserjiyi değiştirecek faktör havanın debisidir. Tam yük için eşitlik 5.9 ve 5.10 ile yapılan hesaplamalar sonucu bulunan birim kimyasal ve fiziksel ekserjiler tüm yükler için aynı olup, yüke göre değişen havanın molar debileriyle çarpılarak yanma havasının farklı yüklerdeki ekserjileri bulunmuştur. Eşitlik 6.6 kullanılarak enerjilerde hesaplanmış, bulunan sonuçlar Çizelge 7.5'te gösterilmiştir.

Çizelge 7.5. Yanma havasının farklı yüklerdeki enerji ve ekserji değerleri.

Tesis Yüğü (MW)	\dot{n}_{hava} (kmol/s)	Enerji (kW)	Ekserji (kW)
550	21,08	176023,17	1788,22
500	19,32	161327,88	1638,57
450	18,99	158565,00	1610,51
400	18,84	157363,75	1598,31
350	17,95	149916,00	1522,66

7.4. DİĞER DÜĞÜM NOKTALARININ ENERJİ VE EKSERJİ DEĞERLERİ

Belirtilen yüklerde su-buhar döngüsüne ait düğüm noktalarının enerji ve ekserji değerleri hesaplandıktan sonra bulunan sonuçlar Çizelge 7.6, 7.7, 7.8, 7.9 ve 7.10'da gösterilmiştir.

Çizelge 7.6. 550 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri.

Düğüm Noktası		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi	Enerji	Ekserji
		kg/s	C°	bar	kJ/kg	kJ/kgK	kW	kW
Ölü hal	-	0	15	1,01325	63,08	0,2245	0	0
Su	1	435,83	271,8	276,8	1190,22	2,9334	518737,55	151046,96
Buhar	2	435,83	558	239	3377,2	6,245	1471896,33	688317,22
Buhar	3	435,75	556	230	3380,99	6,2648	1473266,39	687350,98
Buhar	4	362,50	304	39	2976,14	6,3995	1078850,75	410978,48
Buhar	5	362,50	302,4	37,4	2977	6,4183	1079162,50	409326,49
Buhar	6	37,70	308,7	37,6	2993,36	6,4444	112849,67	42903,20
Buhar	7	37,70	307,55	36,45	2993,87	6,4582	112868,90	42772,51
Buhar	8	35,63	364,84	50,13	3107,88	6,5116	110744,12	43942,03
Buhar	9	35,63	362,96	48,93	3105,72	6,5185	110667,16	43794,22
Buhar	10	15,33	454,7	18,53	3370,29	7,3378	51677,78	19281,86
Buhar	11	15,33	454,8	18,45	3370,61	7,3402	51682,69	19276,16
Buhar	12	23,86	366,5	9,53	3194,06	7,3815	76213,82	25500,14
Buhar	13	17,19	366,58	9,7	3193,92	7,3733	54917,68	18413,76
Buhar	14	362,50	564	35,1	3596,66	7,3382	1303789,25	537865,66
Buhar	15	362,50	562,15	35	3592,54	7,3345	1302295,75	536758,64
Buhar	16	306,11	367,3	9,2	3196,36	7,4011	978441,31	326113,24
Buhar	17	24,41	261	2,6	2991,53	7,6282	73009,95	19404,22
Buhar	18	24,41	261,5	2,7	2992,23	7,6122	73027,04	19533,82
Buhar	19	10,61	182,2	1	2840,32	7,7598	30138,95	6429,73
Buhar	20	10,61	182,5	1,05	2840,05	7,7368	30136,09	6497,19
Buhar	21	11,24	79,65	0,42	2643,27	7,6672	29714,76	4896,60
Buhar	22	11,24	83,1	0,47	2649,3	7,6328	29782,55	5075,82
Buhar	23	22,48	75,4	0,36	2635,89	7,7167	59263,59	9306,58
Su-Buhar	24	248,61	33,5	0,05	2319,74	7,5918	576713,14	33257,33
Su	25	361,67	32,74	0,06	137,2	0,4744	49620,67	763,59
Su	26	361,67	33,15	31,4	141,74	0,479	51262,63	1926,17
Su	27	361,67	46,5	28,1	197,14	0,6571	71298,97	3401,95
Su	28	361,67	93	16,95	390,84	1,2261	141353,80	14158,87
Su	29	361,67	115,14	16,7	484,22	1,4738	175126,23	22117,44
Su	30	361,67	137,8	9,73	580,18	1,7158	209831,77	31603,12
Su	31	24,41	119,03	1,93	499,66	1,5174	12194,48	1562,71

Çizelge 7.6. 550 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri (devamı).

Düğüm Noktası		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi	Enerji	Ekserji
		kg/s	C°	bar	kJ/kg	kJ/kgK	kW	kW
Su	32	35,02	95,6	0,86	400,55	1,257	14025,93	1399,10
Su	33	57,50	36,8	0,06	154,17	0,5297	8864,78	180,93
Su	34	467,50	179,35	9,88	760,32	2,1332	355449,60	68838,48
Su	35	467,50	179,65	20,31	762,17	2,1347	356314,48	69501,29
Su	36	458,31	183,7	284,8	793,76	2,1392	363784,62	82017,99
Su	37	9,19	182,35	98	777,98	2,1503	7153,09	1470,93
Su	38	458,31	213,3	282	922,61	2,4131	422837,29	104899,23
Su	39	458,31	246,85	281,3	1073,4	2,713	491945,18	134402,10
Su	40	19,08	273,1	277,9	1196,45	2,9445	22832,25	6671,57
Su-Buhar	41	35,63	246,7	37,6	1416,14	3,4297	50461,79	15303,86
Su-Buhar	42	73,33	212,2	19,9	1285,88	3,2243	94297,87	26283,23
Su-Buhar	43	88,67	188,61	12,2	1051,22	2,7636	93208,17	22742,85
Buhar	44	23,86	35	0,056	2564,6	8,3542	61194,21	3792,65
Su	45	31,69	20	2,2	84,12	0,2965	2666,14	9,29
Su	46	20355,56	19,7	1,7	82,82	0,2922	1685847,11	4727,48
Su	47	20355,56	26,7	1,6	112,09	0,391	2281654,22	21027,80
Hava	48	610,56	15	1,01325	288,3	1,66103	176023,17	1788,22
Yakıt	49	55,00	-	-	-	-	1380720	1394524,90
Baca Gazı	50	641,67	140	0,0298	-	-	86310,53	58100,52
Su	51	0,00	0	0	0	0	0,00	0,00
Su	52	0,00	0	0	0	0	0,00	0,00

Çizelge 7.7. 500 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri.

Düğüm Noktası		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi	Enerji	Ekserji
		kg/s	C°	bar	kJ/kg	kJ/kgK	kW	kW
Ölü hal	-	0	15	1,01325	63,08	0,2245	0	0
Su	1	393,33	265,9	261,7	1162,07	2,8855	457080,87	130674,32
Buhar	2	393,33	558	225	3377,34	6,269	1328420,40	618531,35
Buhar	3	393,22	556,9	221	3393,68	6,2959	1334470,39	621733,91
Buhar	4	327,78	304	35	2989,01	6,4668	979731,06	369474,80
Buhar	5	327,78	299,1	33,55	2980,71	6,4702	977010,50	366433,12
Buhar	6	35,67	305,81	32,33	3002,01	6,5228	107088,37	40098,25
Buhar	7	35,67	304,48	31,98	2999,66	6,5233	107004,54	40009,28
Buhar	8	29,77	361,83	47,15	3106,82	6,5359	92496,94	36474,25
Buhar	9	29,77	360,09	45,95	3105,09	6,544	92445,43	36353,26
Buhar	10	12,80	456,85	16,85	3377,15	7,3903	43236,90	15993,80
Buhar	11	12,80	456,44	16,75	3376,39	7,392	43227,17	15977,80
Buhar	12	21,65	362,05	8,65	3186,29	7,4134	68974,33	22767,00

Çizelge 7.7. 500 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri (devamı).

Düğüm Noktası		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi	Enerji	Ekserji
		kg/s	C°	bar	kJ/kg	kJ/kgK	kW	kW
Buhar	13	15,31	368,21	8,75	3199,11	7,4282	48964,16	16228,23
Buhar	14	327,78	564	32	3599,43	7,3833	1179813,17	482994,25
Buhar	15	327,78	562,5	31,9	3596,12	7,3808	1178728,22	482145,43
Buhar	16	278,92	369	8,3	3201,6	7,4562	892979,60	294174,98
Buhar	17	21,53	268,2	2,1	3007,58	7,7559	64754,87	16671,69
Buhar	18	21,53	268	2,3	2994,21	7,6893	64467,00	16797,02
Buhar	19	9,68	185,3	0,85	2847,22	7,8495	27570,58	5684,08
Buhar	20	9,68	184,5	0,9	2845,38	7,8193	27552,76	5750,53
Buhar	21	11,12	81,9	0,36	2648,75	7,7533	29445,27	4627,27
Buhar	22	11,12	83,7	0,43	2651,16	7,6787	29472,06	4893,03
Buhar	23	22,23	76,4	0,32	2638,6	7,7785	58664,87	8867,43
Su-Buhar	24	225,50	32,23	0,05	2317,15	7,6129	522510,89	28210,28
Su	25	332,22	31,6	0,05	132,43	0,4588	43996,19	610,11
Su	26	332,22	32	32,35	137,03	0,4632	45524,41	1717,12
Su	27	332,22	45,2	26,8	191,6	0,6401	63653,78	2911,88
Su	28	332,22	90,3	16,4	379,44	1,195	126058,40	12196,02
Su	29	332,22	112,15	15,9	472,99	1,445	157137,79	19342,95
Su	30	332,22	134,4	8,85	565,58	1,6804	187898,24	27568,60
Su	31	21,53	115,4	1,71	484,25	1,478	10426,17	1291,27
Su	32	31,21	93,21	0,79	390,48	1,2297	12188,40	1178,37
Su	33	53,45	35,9	0,06	150,41	0,5174	8039,00	156,65
Su	34	425,83	174,6	8,9	739,39	2,087	314856,91	59459,37
Su	35	425,83	174,9	19,75	741,28	2,0885	315661,73	60080,14
Su	36	415,89	179,02	265	772,51	2,0972	321278,33	70622,71
Su	37	9,94	176,15	94,1	750,71	2,091	7465,39	1489,66
Su	38	415,89	206,68	263	892,63	2,3555	371234,90	89625,03
Su	39	415,89	242,1	262,5	1051,21	2,6745	437186,56	117348,25
Su	40	17,44	266,2	262	1163,5	2,8875	20296,61	5810,34
Su-Buhar	41	29,77	239,86	33,38	1390,1	3,3892	41386,37	12358,80
Su-Buhar	42	65,44	208,7	18,58	1272,79	3,2033	83297,03	22995,13
Su-Buhar	43	78,25	183,3	10,81	1030,07	2,7242	80600,12	19303,70
Buhar	44	21,65	34	0,05	2562,92	8,401	55480,10	3112,47
Su	45	32,46	20	2,2	84,12	0,2965	2730,86	9,52
Su	46	18541,67	19,6	1,6	82,39	0,2908	1527647,92	3813,19
Su	47	18541,67	26,5	1,6	111,26	0,3882	2062945,83	18724,21
Hava	48	559,58	15	1,01325	288,3	1,66103	161327,88	1638,57
Yakıt	49	50,28	-	-	-	-	1262229,1	1274849,31
Baca Gazı	50	615,39	131	0,0282	-	-	77725,51	50998,29
Su	51	0,00	0	0	0	0	0,00	0,00
Su	52	0,00	0	0	0	0	0,00	0,00

Çizelge 7.8. 450 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri.

Düğüm Noktası		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi	Enerji	Ekserji
		kg/s	C°	bar	kJ/kg	kJ/kgK	kW	kW
Ölü hal	-	0	15	1,01325	63,08	0,2245	0	0
Su	1	350,00	260,11	243,9	1134,56	2,8378	397096,00	111460,16
Buhar	2	350,00	556	227	3384,32	6,274	1184512,00	552326,80
Buhar	3	349,86	555	224	3384,59	6,2796	1184136,42	551637,54
Buhar	4	297,22	300,2	32	2988,57	6,5038	888269,42	331732,61
Buhar	5	297,22	296,4	30,45	2983,71	6,5153	886824,92	329303,19
Buhar	6	28,68	305,65	30,2	3008,03	6,5621	86271,97	32086,96
Buhar	7	28,68	303,28	29,8	3003,27	6,5596	86135,45	31971,10
Buhar	8	23,96	358,23	44,05	3104,67	6,5613	74382,72	29124,73
Buhar	9	23,96	356,8	43,3	3103,38	6,5692	74351,81	29039,29
Buhar	10	12,47	458,45	14,9	3383,13	7,4544	42195,15	15425,07
Buhar	11	12,47	457,64	14,8	3381,5	7,4552	42174,82	15401,87
Buhar	12	19,54	367,9	7,7	3200,37	7,4884	62531,67	20402,45
Buhar	13	13,64	369,96	7,9	3204,34	7,4829	43703,64	14317,45
Buhar	14	297,22	561	29,2	3595,15	7,4198	1068558,47	433571,22
Buhar	15	297,22	559,64	29	3592,26	7,4194	1067699,50	432746,51
Buhar	16	251,50	371,2	7,2	3208,21	7,5313	806864,82	261478,41
Buhar	17	18,66	272,15	2,1	3015,54	7,7705	56256,57	14515,52
Buhar	18	18,66	263,8	2,17	2998,5	7,724	55938,68	14447,59
Buhar	19	8,39	186,9	0,67	2851,29	7,9677	23935,00	4675,76
Buhar	20	8,39	187,3	0,74	2851,72	7,923	23938,61	4787,50
Buhar	21	9,28	72,7	0,32	2631,3	7,7575	24419,93	3689,82
Buhar	22	9,28	74,54	0,37	2633,99	7,6987	24444,89	3872,03
Buhar	23	18,56	69,8	0,3	2625,95	7,7715	48740,55	7205,46
Su-Buhar	24	205,89	31,15	0,05	2314,95	7,6311	476622,48	24224,52
Su	25	299,03	30,6	0,05	128,25	0,4451	38350,31	479,67
Su	26	299,03	30,9	33,15	132,52	0,4481	39627,16	1498,03
Su	27	299,03	43,8	25,1	185,61	0,6218	55502,55	2406,58
Su	28	299,03	87,35	14,9	366,94	1,1609	109725,25	10177,81
Su	29	299,03	109,15	14,2	458,7	1,4082	137164,04	16308,03
Su	30	299,03	130,8	7,81	550,14	1,6426	164507,14	23454,09
Su	31	18,66	112,33	1,55	471,23	1,4443	8791,06	1057,11
Su	32	27,05	89,7	0,69	375,71	1,1892	10162,96	937,33
Su	33	45,61	34,25	0,05	143,51	0,4952	6545,65	110,73
Su	34	377,78	169,8	7,88	718,33	2,0402	271369,11	49887,84
Su	35	377,78	170,1	19,5	720,28	2,0414	272105,78	50493,88
Su	36	369,75	174,54	248,7	752,33	2,0564	278174,02	59673,22
Su	37	8,03	172,25	91,7	733,61	2,0534	5889,26	1152,25
Su	38	369,75	202,12	246,8	871,87	2,3159	322373,93	76225,11
Su	39	369,75	235,8	245,4	1022,04	2,6215	377899,29	99190,78

Çizelge 7.8. 450 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri (devamı).

Düğüm Noktası		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi	Enerji	Ekserji
		kg/s	C°	bar	kJ/kg	kJ/kgK	kW	kW
Su	40	15,31	260,25	244,2	1135,22	2,8389	17375,17	4879,42
Su-Buhar	41	23,96	234,1	30,13	1368,26	3,3551	32781,23	9657,55
Su-Buhar	42	52,64	203,32	16,66	1252,71	3,1708	65941,26	17931,63
Su-Buhar	43	65,11	178,11	9,6	1009,46	2,6854	65727,06	15449,02
Buhar	44	19,54	35	0,05	2564,84	8,4072	50114,12	2811,94
Su	45	27,99	20	2,2	84,12	0,2965	2354,43	8,21
Su	46	16350,00	19,7	1,6	82,39	0,2908	1347076,50	3362,46
Su	47	16350,00	26,7	1,6	112,09	0,391	1832671,50	16889,96
Hava	48	550,00	15	1,01325	288,3	1,66103	158565	1610,51
Yakıt	49	45,00	-	-	-	-	1129680,00	1140974,92
Baca Gazı	50	583,89	128	0,0264	-	-	72738,11	47837,65
Su	51	0,00	0	0	0	0	0,00	0,00
Su	52	0,00	0	0	0	0	0,00	0,00

Çizelge 7.9. 400 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri.

Düğüm Noktası		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi	Enerji	Ekserji
		kg/s	C°	bar	kJ/kg	kJ/kgK	kW	kW
Ölü hal	-	0	15	1,01325	63,08	0,2245	0	0
Su	1	315,28	254,48	230,7	1107,95	2,7907	349312,01	96291,97
Buhar	2	315,28	557,11	219	3396,51	6,3029	1070844,13	498750,23
Buhar	3	315,22	554,85	213	3396,3	6,3138	1070589,23	497606,08
Buhar	4	262,50	297,15	28	2993,41	6,5689	785770,13	289325,17
Buhar	5	262,50	292,2	26,8	2984,81	6,5725	783512,63	286795,37
Buhar	6	28,82	303,94	26,9	3013,59	6,6213	86849,99	31910,97
Buhar	7	28,82	301,79	26,5	3009,51	6,6207	86732,41	31798,37
Buhar	8	23,96	356,04	41,2	3105,62	6,5913	74414,11	28943,74
Buhar	9	23,96	354,35	40,6	3102,78	6,593	74346,06	28863,96
Buhar	10	10,53	460,14	13,3	3388,82	7,5139	35676,74	12899,68
Buhar	11	10,53	459,51	13,3	3387,45	7,512	35662,32	12891,02
Buhar	12	17,61	369,38	6,9	3204,93	7,5456	56442,38	18179,51
Buhar	13	11,03	371,61	7,1	3209,25	7,5393	35390,90	11451,36
Buhar	14	262,50	554	26,2	3582,11	7,4533	940303,88	376963,46
Buhar	15	262,50	552,85	26	3579,71	7,4539	939673,88	376288,08
Buhar	16	223,15	372,2	6,4	3211,73	7,5905	716706,47	228985,34
Buhar	17	17,14	277,02	1,7	3026,49	7,8875	51870,68	12945,29
Buhar	18	17,14	270,67	1,8	3013,43	7,8374	51646,84	12968,87
Buhar	19	7,76	190,06	0,6	2857,84	8,0327	22187,95	4229,98
Buhar	20	7,76	190,49	0,6	2857,84	8,0327	22187,95	4229,98

Çizelge 7.9. 400 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri (devamı).

Düğüm Noktası		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi	Enerji	Ekserji
		kg/s	C°	bar	kJ/kg	kJ/kgK	kW	kW
Buhar	21	8,55	66,46	0,27	2620,03	7,8072	22401,26	3180,56
Buhar	22	8,55	75,5	0,33	2636,64	7,7588	22543,27	3441,81
Buhar	23	17,10	63,8	0,24	2615,44	7,8482	44724,02	6080,60
Su-Buhar	24	181,11	29,75	0,04	2312,09	7,6549	418745,19	19549,18
Su	25	267,07	29,99	0,04	125,7	0,437	33570,63	370,73
Su	26	267,07	30,4	34,3	130,53	0,4412	34860,57	1337,46
Su	27	267,07	42,1	24,5	178,47	0,5994	47663,88	1966,32
Su	28	267,07	84,27	13,7	353,91	1,1249	94518,55	8380,57
Su	29	267,07	106,55	12,1	447,56	1,3796	119529,60	13790,91
Su	30	267,07	128,59	7,1	540,68	1,6193	144399,11	20214,05
Su	31	17,14	109,59	1,41	459,63	1,4142	7877,55	921,01
Su	32	24,90	87,4	0,64	366,03	1,1624	9115,16	814,17
Su	33	42,00	33,8	0,05	141,63	0,4891	5948,85	96,84
Su	34	372,36	166,26	7,23	702,85	2,0053	261715,96	47153,36
Su	35	372,36	166,5	19,2	704,57	2,0059	262356,43	47729,45
Su	36	333,96	170,3	236,1	733,4	2,017	244927,08	51366,93
Su	37	7,44	168,23	89	716,02	2,0144	5330,37	1021,23
Su	38	333,96	198,01	234,3	853,28	2,2796	284962,34	66131,96
Su	39	333,96	231,18	232,4	1000,7	2,5824	334194,88	86225,79
Su	40	13,99	255,1	231,1	1110,86	2,7961	15539,70	4291,42
Su-Buhar	41	23,96	227,67	26,79	1343,98	3,3169	32203,25	9340,64
Su-Buhar	42	52,78	197,72	14,82	1231,83	3,1369	65016,67	17393,41
Su-Buhar	43	63,31	173,2	8,55	1140,79	2,9864	72221,51	17844,63
Buhar	44	17,61	35	0,05	2564,84	8,4072	45169,68	2534,50
Su	45	27,08	20	2,2	84,12	0,2965	2278,25	7,94
Su	46	13861,11	19,8	1,7	83,24	0,2936	1153798,89	3449,13
Su	47	13861,11	27,1	1,7	113,77	0,3966	1576978,61	15238,70
Hava	48	545,83	15	1,01325	288,3	1,66103	157363,75	1598,31
Yakıt	49	41,68	-	-	-	-	1046334,72	1056796,32
Baca Gazı	50	559,28	129	0,0248	-	-	69027,46	41850,44
Su	51	30,96	171,59	236,1	738,94	2,0295	22876,35	4821,74
Su	52	30,96	130,85	7,9	550,36	1,6431	17038,23	2430,55

Çizelge 7.10. 350 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri.

Düğüm Noktası		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi	Enerji	Ekserji
		kg/s	C°	bar	kJ/kg	kJ/kgK	kW	kW
Ölü hal	-	0	15	1,01325	63,08	0,2245	0	0
Su	1	284,17	247,4	216,9	1074,71	2,7305	305396,76	82273,67
Buhar	2	284,17	551,3	211	3387,85	6,3073	962714,04	446713,18
Buhar	3	284,03	550,4	205	3391,86	6,3237	963382,46	446291,57
Buhar	4	233,33	294	26	2991,85	6,5979	698098,33	254864,12
Buhar	5	233,33	290,95	24,25	2989,89	6,6244	697641,00	252625,06
Buhar	6	27,28	301,94	21,85	3023,48	6,7285	82473,82	29631,10
Buhar	7	27,28	299,85	21,3	3020,16	6,7338	82383,25	29498,88
Buhar	8	23,56	349,2	38,2	3095,53	6,6075	72916,93	28106,22
Buhar	9	23,56	346,85	37,5	3091,36	6,6087	72818,70	27999,85
Buhar	10	10,32	461,4	11,2	3394,17	7,5996	35025,95	12444,78
Buhar	11	10,32	460,75	11,15	3392,84	7,5998	35012,22	12430,47
Buhar	12	17,54	370,14	6,2	3207,78	7,5989	56269,81	17888,41
Buhar	13	10,58	372,3	6,3	3212,12	7,5983	33994,94	10840,29
Buhar	14	233,33	554	24,9	3583,3	7,4779	836103,33	333702,32
Buhar	15	233,33	553	24,2	3581,7	7,4889	835730,00	332589,40
Buhar	16	194,89	374,1	5,8	3216,77	7,6433	626912,73	197999,86
Buhar	17	15,94	281,13	1,35	3035,71	8,0101	48402,71	11626,84
Buhar	18	15,94	275	1,4	3023,27	7,9709	48204,36	11608,59
Buhar	19	7,11	192,2	0,5	2862,51	8,1266	20363,58	3716,58
Buhar	20	7,11	192,2	0,5	2862,51	8,1266	20363,58	3716,58
Buhar	21	7,89	63,1	0,23	2614,23	7,8591	20623,37	2770,89
Buhar	22	7,89	69,65	0,3	2625,65	7,7707	20713,46	3061,93
Buhar	23	15,78	60,2	0,2	2609,19	7,905	41167,22	5253,59
Su-Buhar	24	156,06	28,6	0,04	2309,74	7,6746	360447,76	15592,09
Su	25	233,69	29,4	0,04	123,24	0,4247	28799,48	577,76
Su	26	233,69	29,8	34,9	128,09	0,433	29932,85	1152,24
Su	27	233,69	40,7	24,2	172,6	0,5808	40334,22	1601,25
Su	28	233,69	81,45	12,6	341,99	1,0918	79918,31	6776,31
Su	29	233,69	103,15	10,9	433,12	1,3417	101214,13	11244,70
Su	30	233,69	124,7	6,15	524,05	1,5779	122463,21	16588,86
Su	31	15,94	105,75	1,24	443,38	1,3716	7069,45	793,45
Su	32	23,06	83,2	0,55	348,39	1,1132	8032,33	673,94
Su	33	38,83	32,8	0,05	137,45	0,4755	5337,64	79,39
Su	34	349,87	161,7	6,45	682,97	1,96	238948,44	41916,01
Su	35	349,87	161,9	18,72	684,55	1,9603	239501,23	42438,56
Su	36	302,84	165,5	219,74	711,87	1,9723	215581,92	43960,53
Su	37	2,58	164,3	86,5	698,87	1,976	1805,41	338,66
Su	38	302,84	192,7	218,2	829,29	2,2323	251141,26	56831,48
Su	39	302,84	225,12	217,8	972,86	2,5303	294619,84	74305,68

Çizelge 7.10. 350 MW yükte düğüm noktalarının termodinamik değerleri (devamı).

Düğüm Noktası		Debi	Sıcaklık	Basınç	Entalpi	Entropi	Enerji	Ekserji
		kg/s	C°	bar	kJ/kg	kJ/kgK	kW	kW
Su	40	12,56	248,65	217,45	1080,53	2,7415	13572,66	3670,06
Su-Buhar	41	23,56	222,3	24,23	1323,77	3,2848	31182,14	8924,37
Su-Buhar	42	50,83	193,85	13,64	1217,43	3,1133	61886,03	16365,40
Su-Buhar	43	61,15	169,78	7,88	976,47	2,6228	59713,85	13595,48
Buhar	44	17,54	35	0,04	2565,23	8,5112	44998,41	2005,67
Su	45	21,26	20	2,2	84,12	0,2965	1788,02	6,23
Su	46	12138,89	19,5	1,7	81,99	0,2893	995267,50	2887,60
Su	47	12138,89	26,8	1,7	112,52	0,3924	1365867,78	12862,55
Hava	48	520,00	15	1,01325	288,3	1,66103	149916	1522,66
Yakıt	49	37,50	-	-	-	-	941400,00	950812,43
	50	533,33	129	0,023	-	-	66473,35	39835,83
Su	51	44,44	167,21	219,74	715,55	1,9923	31802,22	6359,04
Su	52	44,44	127,5	7,15	536,04	1,6077	23824,00	3306,26

7.5. TESİS EKİPMANLARININ FARKLI YÜKLERDE ENERJİ KAYIPLARI VE EKSERJİ YIKIMLARININ HESAPLANMASI

Eşitlik 5.5, 5.25 ve 6.7 kullanılarak ekipmanlara ait kayıp enerji, ekserji yıkımı ve ekserjetik verimler hesaplanmış, bulunan değerler tam yük değerleri de içinde olmak üzere enerji kaybı, ekserji yıkımı ve ekserji verimi için ayrı ayrı bir karşılaştırma tablosu oluşturularak, bölüm 8'deki sonuç ve öneriler başlığı altında incelenmiş ve Çizelge 8.1, 8.2, 8.3 ve 8.4'te gösterilmiştir.

Termik santraller için en önemli parametreler tesis etkinliğinin göstergesi olan kazan verimi ve türbin verimidir (genel verim). Analizi yapılan farklı yükler için kazan ve türbin termal verimleri aşağıda hesaplanmıştır.

7.6. KAZAN TERMAL VERİMİ

550 MW yükte:

$$\eta_1 = \frac{\dot{E}_g}{\dot{E}_g} = \frac{\dot{E}_2 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{50}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_5 + \dot{E}_{48} + \dot{E}_{49}} = \frac{2861996,11}{3154643,22} = 0,9072 = \%90,72$$

olarak bulunur.

500 MW yükte;

$$\eta_1 = \frac{\dot{E}_ç}{\dot{E}_g} = \frac{\dot{E}_2 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{50}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_5 + \dot{E}_{48} + \dot{E}_{49}} = \frac{2585959,08}{2857648,37} = 0,9049 = \%90,49$$

olarak bulunur.

450 MW yükte;

$$\eta_1 = \frac{\dot{E}_ç}{\dot{E}_g} = \frac{\dot{E}_2 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{50}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_5 + \dot{E}_{48} + \dot{E}_{49}} = \frac{2325808,58}{2572165,92} = 0,9042 = \%90,42$$

olarak bulunur.

400 MW yükte;

$$\eta_1 = \frac{\dot{E}_ç}{\dot{E}_g} = \frac{\dot{E}_2 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{50}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_5 + \dot{E}_{48} + \dot{E}_{49}} = \frac{2080175,46}{2336523,11} = 0,8903 = \%89,03$$

olarak bulunur.

350 MW yükte;

$$\eta_1 = \frac{\dot{E}_ç}{\dot{E}_g} = \frac{\dot{E}_2 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{50}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_5 + \dot{E}_{48} + \dot{E}_{49}} = \frac{1865290,73}{2094353,76} = 0,8906 = \%89,06$$

olarak bulunur.

7.7. TESİS GENEL VERİMİ

550 MW yükte;

$$\dot{W}_{brüt} = (\dot{W}_{HP} + \dot{W}_{IP} + \dot{W}_{LP}) \times \eta_{gen}$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (170821,85 + 141045,16 + 239081,96) \times 0,99$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (550948,97) \times 0,99$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = 545439,48 \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{net}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_{\text{g}}} = \frac{\dot{W}_{\text{brüt}} - \dot{W}_{\text{iç ihtiyaç}}}{\dot{E}_{\text{kömür}}} = \frac{545439,48 - 15000}{1380720} = 0,3842 = \%38,42$$

olarak bulunur.

500 MW yükte:

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (\dot{W}_{\text{HP}} + \dot{W}_{\text{IP}} + \dot{W}_{\text{LP}}) \times \eta_{\text{gen}}$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (155154,03 + 124573,24 + 219225,93) \times 0,99$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (498953,20) \times 0,99$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = 493963,67 \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{net}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_{\text{g}}} = \frac{\dot{W}_{\text{brüt}} - \dot{W}_{\text{iç ihtiyaç}}}{\dot{E}_{\text{kömür}}} = \frac{493963,67 - 14000}{1262229,1} = 0,3803 = \%38,03$$

olarak bulunur.

450 MW yükte:

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (\dot{W}_{\text{HP}} + \dot{W}_{\text{IP}} + \dot{W}_{\text{LP}}) \times \eta_{\text{gen}}$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (135212,31 + 112404,22 + 201185,95) \times 0,99$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (448802,48) \times 0,99$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = 444314,46 \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{net}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_g} = \frac{\dot{W}_{\text{brüt}} - \dot{W}_{\text{iç ihtiyaç}}}{\dot{E}_{\text{kömür}}} = \frac{444314,46 - 14000}{1129680} = 0,3809 = \%38,09$$

olarak bulunur.

400 MW yükte:

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (\dot{W}_{\text{HP}} + \dot{W}_{\text{IP}} + \dot{W}_{\text{LP}}) \times \eta_{\text{gen}}$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (123555,01 + 95457,39 + 178958,13) \times 0,99$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (397970,52) \times 0,99$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = 393990,81 \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{net}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_g} = \frac{\dot{W}_{\text{brüt}} - \dot{W}_{\text{iç ihtiyaç}}}{\dot{E}_{\text{kömür}}} = \frac{393990,81 - 13000}{1046334,72} = 0,3641 = \%36,41$$

olarak bulunur.

350 MW yükte:

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (\dot{W}_{\text{HP}} + \dot{W}_{\text{IP}} + \dot{W}_{\text{LP}}) \times \eta_{\text{gen}}$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = (109893,38 + 83526,58 + 156361,85) \times 0,99$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = 349781,81) \times 0,99$$

$$\dot{W}_{\text{brüt}} = 346283,99 \text{ kW}$$

$$\eta_{\text{net}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}_g} = \frac{\dot{W}_{\text{brüt}} - \dot{W}_{\text{iç ihtiyaç}}}{\dot{E}_{\text{kömür}}} = \frac{346283,99 - 13000}{941400} = 0,3540 = \%35,40$$

olarak bulunur.

BÖLÜM 8

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Yapılan çalışma neticesinde, Çanakkale ilinde kurulu olan Bekirli Termik Santrali'nin 1827 ton/h buhar üretim kapasiteli pulverize kömür yakıtlı süper kritik bir kazan ile 600 MW enerji çıkışlı bir turbo-jeneratör grubu ve sisteme ait diğer ekipmanların enerji ve ekserji analizi yoluyla performansları değerlendirilmiştir. Sonuçlar Çizelge 8.1, 8.2, 8.3 ve 8.4'te, performans karşılaştırmalarında da Şekil 8.1, 8.2, 8.3, 8.4, 8.5 ve 8.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 8.1. Farklı santral yüklerinde sistem ekipmanlarının kayıp enerjileri.

Ekipman \ Yük	600 MW	550 MW	500 MW	450 MW	400 MW	350 MW
	Enerji Kaybı (kW)					
Kazan	277543,35	292647,11	271689,29	246357,33	256347,65	229063,03
Kondenser	10047,01	4010,48	9466,74	11691,37	15391,62	13172,07
Kond. pompası	223,17	258,03	371,78	623,15	610,05	766,62
LP ısıtıcı grubu	15632,44	15029,14	18401,18	13067,59	15874,74	22268,53
Degazör	421,33	2508,02	2605,61	2568,73	7333,79	1047,56
Booster pompa	124,50	335,13	395,18	463,33	559,53	647,21
KBS pompası	184,69	396,38	412,24	460,05	495,32	1583,07
HP ısıtıcı grubu	2534,75	4225,38	5977,87	637,87	4594,64	27112,83

Çizelge 8.2. Farklı santral yüklerinde türbinlerin yaptığı mekanik işler.

Ekipman \ Yük	600 MW	550 MW	500 MW	450 MW	400 MW	350 MW
	Türbin İşi (kW)					
HP türbin	190948,37	170821,85	155154,03	135212,31	123555,01	109893,38
IP türbin	157130,87	141045,16	124573,24	112404,22	95457,39	83526,58
LP türbin	262312,68	239081,96	219225,93	201185,95	178958,13	156361,85
KBS türbini	16178,83	15019,62	13494,23	12417,55	11272,70	11271,40

Çizelge 8.3. Farklı santral yüklerinde sistem ekipmanlarının ekserji yıkımları.

Ekipman \ Yük	600 MW	550 MW	500 MW	400 MW	450 MW	350 MW
	Tersinmezlik (kW)					
Kazan	700653,59	672403,17	621071,43	549613,11	523917,85	466982,49
HP türbin	16300,20	18705,42	23225,83	23480,92	23871,19	23796,76
IP türbin	7829,19	6404,48	8408,17	8718,90	9314,80	9889,48
LP türbin	22738,25	17967,58	12654,41	9314,82	6680,41	4869,67
Kondenser	24716,35	20176,29	24678,56	13148,23	10028,16	7130,67
Kond. pompası	646,82	737,42	792,99	881,65	933,27	1325,52
LP ısıtıcı grubu	7360,20	6955,49	6601,61	5282,30	4934,88	5511,76
Degazör	3540,96	3921,25	3641,16	3332,72	4787,23	2414,88
Booster pompa	437,38	537,19	579,23	593,96	623,91	677,45
KBS türbini	7787,23	6687,87	6160,30	5172,96	4372,31	4611,34
KBS pompası	342,98	1031,99	1462,00	2085,96	1792,24	3051,72
HP ısıtıcı grubu	7065,77	7399,50	7174,69	4296,88	6492,26	14350,51

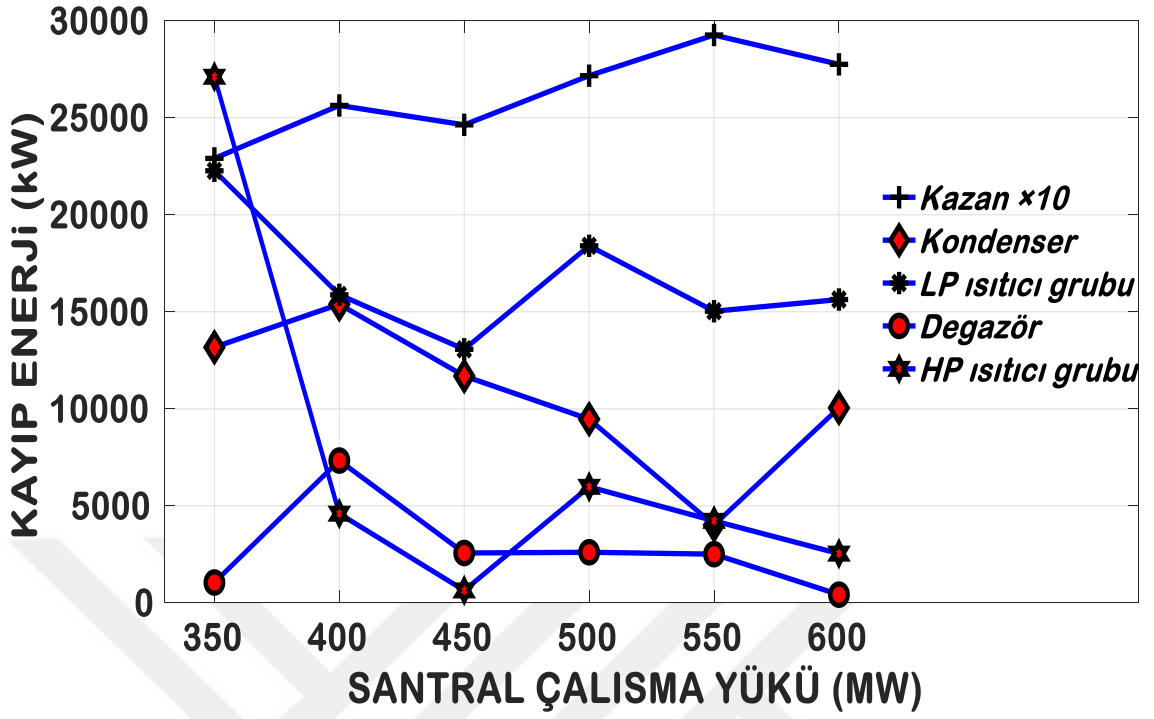
Çizelge 8.4. Farklı santral yüklerinde sistem ekipmanlarının ekserji verimleri.

Ekipman \ Yük	600 MW	550 MW	500 MW	450 MW	400 MW	350 MW
	Ekserji verimi (%)					
Kazan	67,15	65,64	64,98	65,29	63,65	63,72
HP türbin	97,88	97,28	96,26	95,74	95,20	94,67
IP türbin	98,69	98,81	98,26	97,99	97,52	97,00
LP türbin	93,76	94,49	95,58	96,44	97,08	97,54
Kondenser	49,22	51,92	43,93	56,92	60,88	65,34
Kond. pompası	76,71	72,31	68,41	62,95	58,90	46,50
LP ısıtıcı grubu	83,10	82,05	80,77	81,69	80,45	75,15
Degazör	95,73	94,61	94,23	93,74	90,78	94,55
Booster pompa	99,46	99,23	99,05	98,84	98,71	98,43
KBS türbini	76,61	73,77	72,94	74,65	75,95	74,22
KBS pompası	99,64	98,78	98,01	96,68	96,96	93,13
HP ısıtıcı grubu	96,72	96,06	95,60	96,84	94,31	87,40

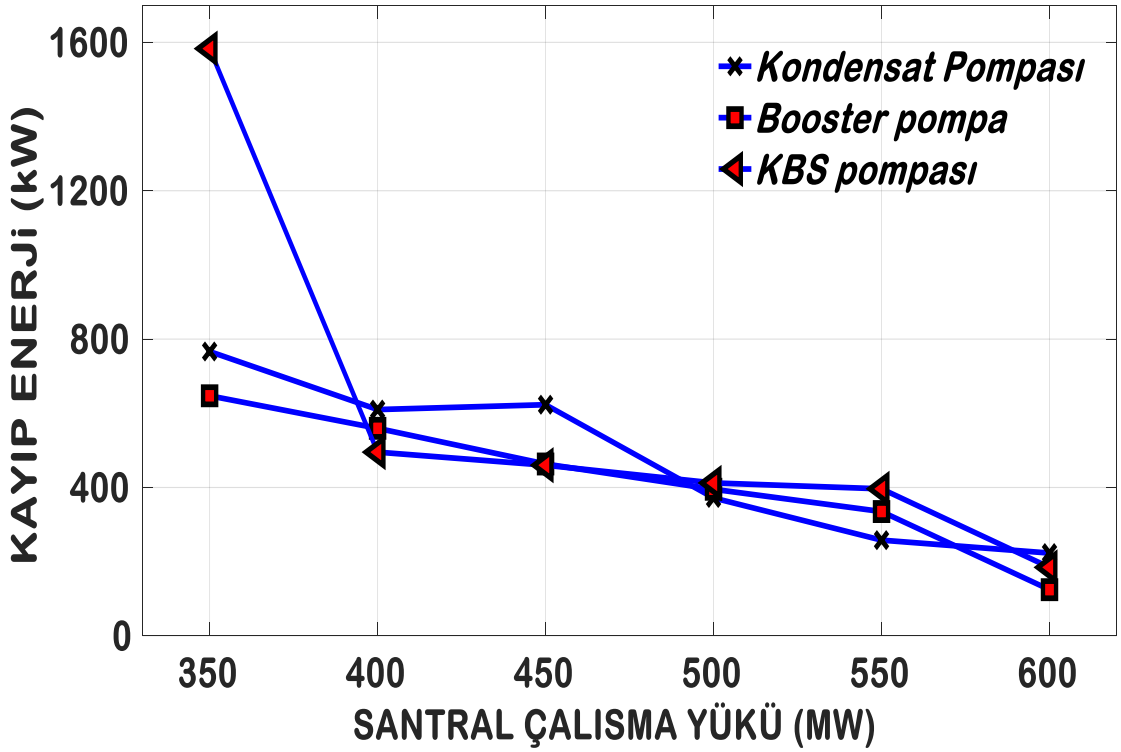
Tesiste, yakıt olarak doğal gaz kullanımı olmadan kömür kullanılacak şekilde 6 farklı yükte kayıp enerji, ekserji yıkımı ve ekserji verim analizleri yapılmış olup değerler çalışma yükleri açısından karşılaştırılmıştır. Tam yükte en büyük enerji kaybı 277543,35 kW ile kazanda meydana gelmiş, en küçük enerji kaybı ise 124,50 kW ile

booster pompada meydana gelmiştir. Yine en fazla tersinmezlik kazanda olup 700653,59 kW olarak bulunmuş, en az tersinmezlik 342,98 kW ile KBS pompasında meydana gelmiştir. Ekserji verimi açısından en verimli ekipman % 99,64 ile KBS pompası olurken en verimsiz ekipman % 49,22 ile kondenser olarak bulunmuştur.

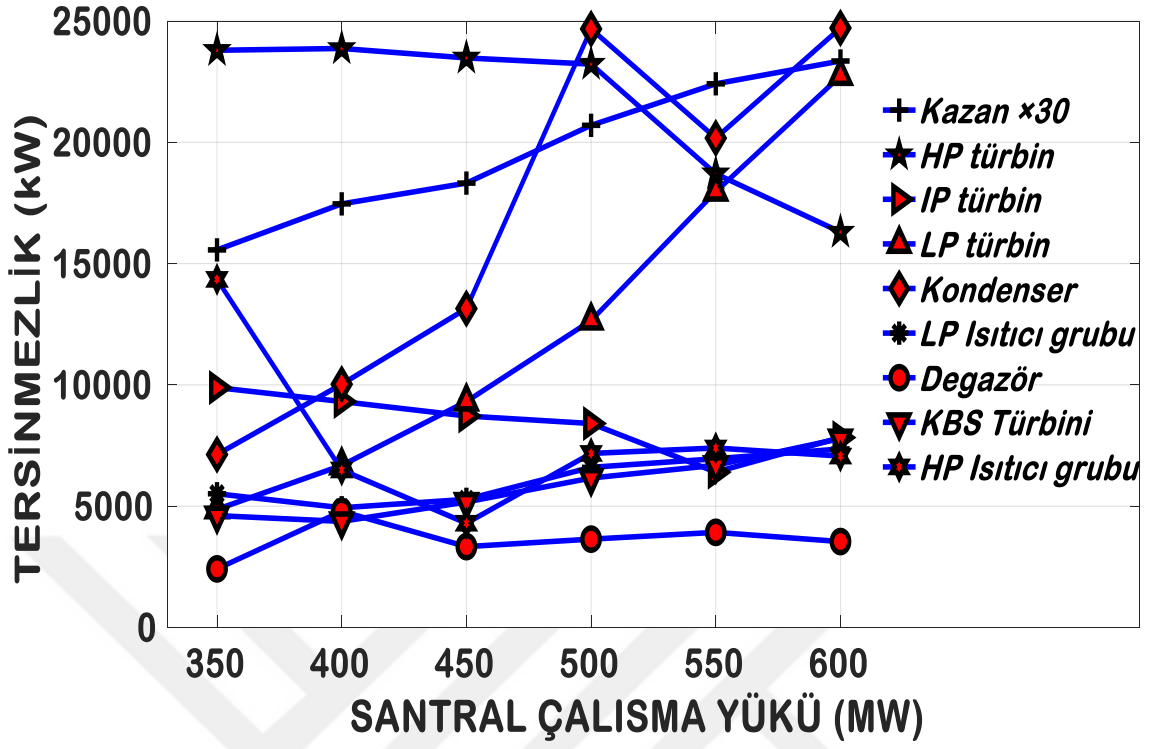
Bulunan sonuçlara göre; santral çalışma yükü azaldıkça ekipmanların enerji kayıplarında artma ve azalma yönünde lineer bir durum olmadığı görülmüş, buda ekipman performanslarıyla ilgili net bir bilgi vermemiştir. Sistem ekipmanlarının toplam tersinmezliklerinde ise, yük miktarı düştükçe kazan, LP türbin, kondenser, LP ısıtıcı grubu ve Kazan besleme suyu pompa türbininin değerlerinde azalma, HP türbin, IP türbin, Kondensat pompası, booster pompa ve kazan besleme suyu pompasının değerlerinde yükseliş gözlenmiştir. Ekserji verimlerine bakıldığında yük miktarı azaldıkça genel bir verim düşüşü olduğu gözlenmiştir. Bazı ekipmanlarda bu artış ve azalmalarla çelişen durumlar olmuştur. Bunun sebebi, analizin, tesisin belirtilen yüklerde çalışması esnasında anlık işletme değerleri kullanılarak yapılmış olmasıdır. Sistemde yakıt, basınç, su, sıcaklık gibi birbirine bağlı ve kendi değerindeki değişimle birlikte diğer parametreleri de değiştiren çok fazla etken olması ve değerlerde anlık değişimlerin çok sık olmasından dolayı, bulunan sonuçlar arasında teoriye göre farklılıklar olabilmektedir. Aynı analiz anlık değerler yerine, tesis dizayn değerleri kullanılarak yapıldığı takdirde sonuçların daha lineer olacağı görülecektir. Bir diğer sebep ise ekipmanların akışkan giriş çıkışlarına resirkülasyon vb. gibi hatların açılması ve yük azaldıkça bazı ekipmanlara giren akışın çok azalması ya da artması, ekipmanın ya da akışkanın sisteme ilave olması ya da sistemden çıkmasından kaynaklanmaktadır.



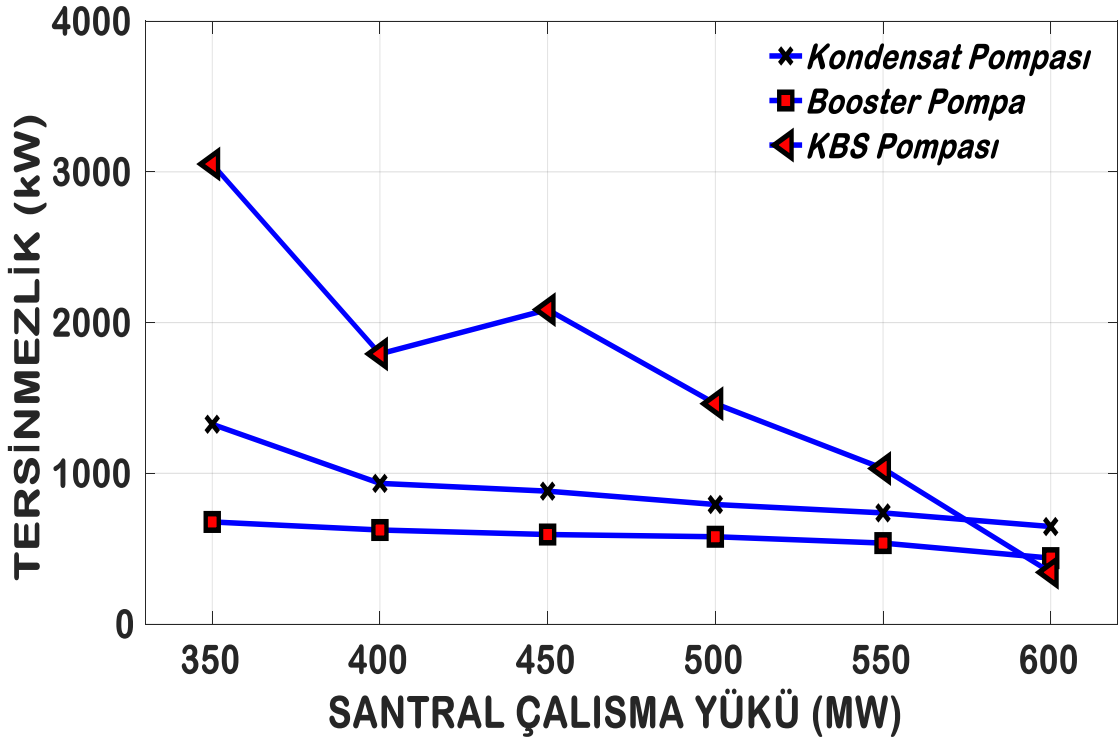
Şekil 8.1. Farklı santral yüklerinde sistem ekipmanlarının (pomplar hariç) kayıp enerji Grafiği.



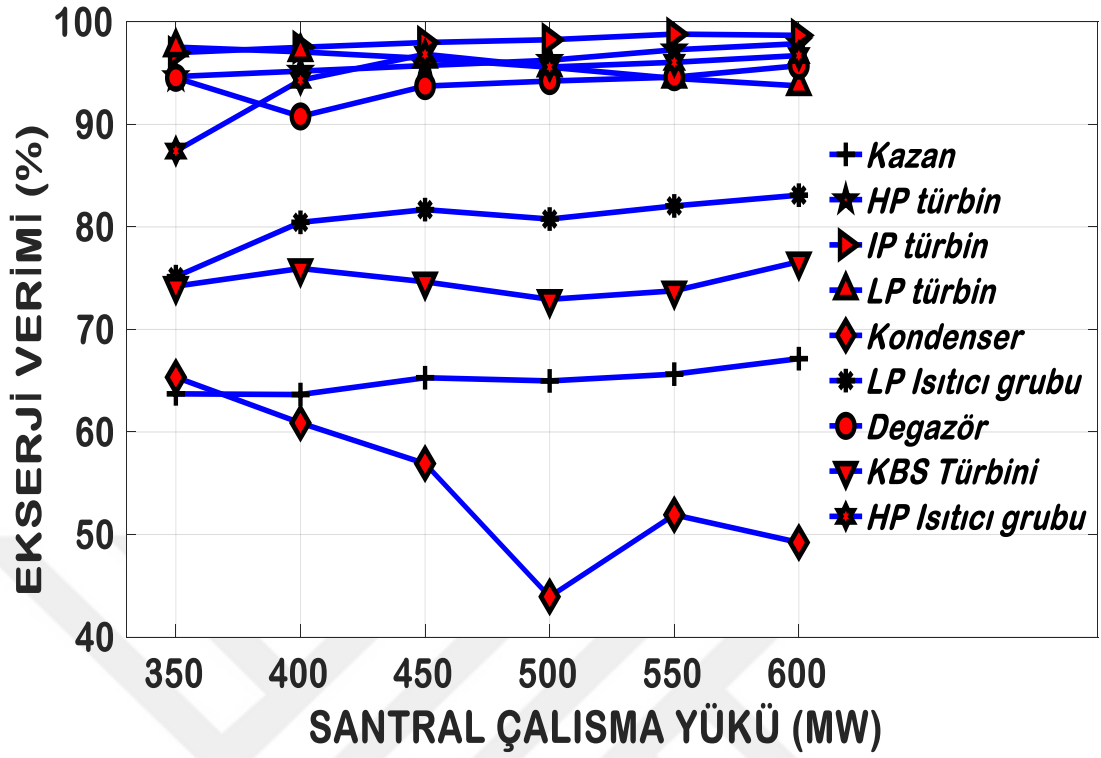
Şekil 8.2. Farklı santral yüklerinde sistem pompalarının kayıp enerji grafiği.



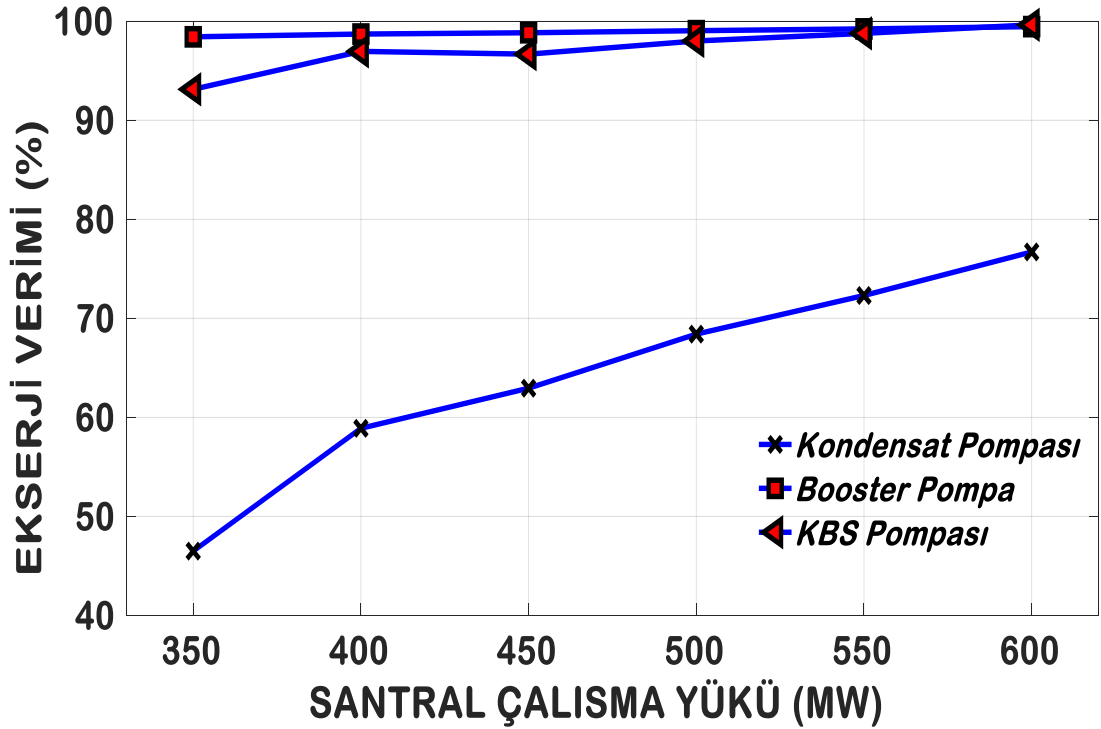
Şekil 8.3.Farklı santral yüklerinde sistem ekipmanlarının (pompalar hariç) ekserji yıkım grafiği.



Şekil 8.4. Farklı santral yüklerinde sistem pompalarının ekserji yıkım grafiği.



Şekil 8.5. Farklı santral yüklerinde sistem ekipmanlarının (pompalar hariç) ekserji verim grafiği.

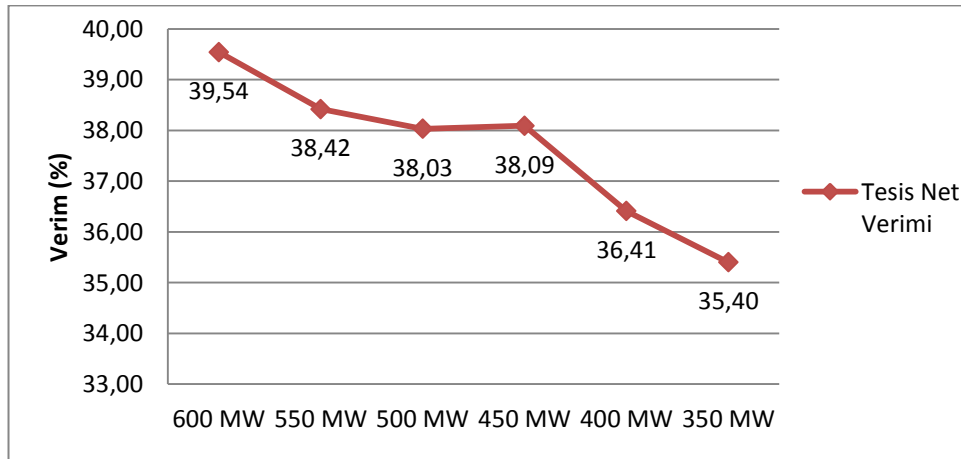
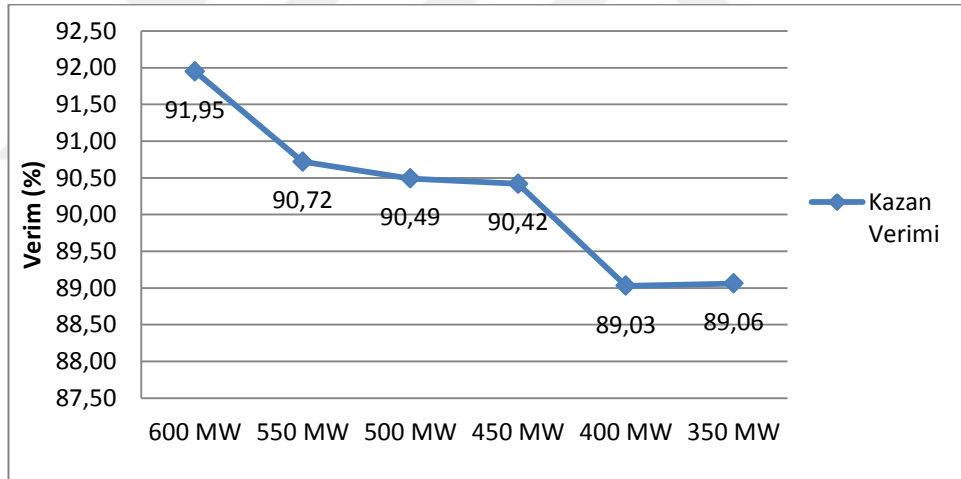


Şekil 8.6. Farklı santral yüklerinde sistem pompalarının ekserji yıkım grafiği.

Altı farklı yükte yapılan analiz sonuçlarına göre; yük azaldıkça kazan ve tesis genel verimi düşmüştür. 600 MW yükte kazan verimi %91,95 ve tesis net verimi % 39,54 iken, 350 MW yükte sırasıyla %89,06 ve %35,40'a düşmüştür. Bulunan sonuçlar Çizelge 8.4 ve Şekil 8.4'de gösterilmiştir.

Çizelge 8.5. Farklı santral yüklerinde kazan ve tesis genel verimleri.

Yük (MW)	Kazan verimi (%)	Tesis verimi (%)
600	91,95	39,54
550	90,72	38,42
500	90,49	38,03
450	90,42	38,09
400	89,03	36,41
350	89,06	35,40



Şekil 8.7. Farklı santral yüklerinde kazan ve tesis net verim tabloları.

BÖLÜM 9

DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

Bu tezdeki çalışmada; dünyada uzun süredir kullanılan, ülkemizde de yeni yeni yaygınlaşmaya başlayan süper kritik tesisler üzerinde durulmuş, bu tesislerin geleneksel kömür yakıtlı santrallere göre artı ve eksileri değerlendirilmiştir. Teorik olarak bulunan sonuçlarla da desteklenen karşılaştırma neticesinde, tesis genel veriminin yüksekliği, çevreye olan olumsuz etkilerin azalması, yeni filtrasyon teknolojilerinin adapte edilme kolaylığı konularında süper kritik tesislerin daha önde olduğu belirtilmiştir. Bu tesislerin bünyesinde mevcut olan modern baca gazı arıtma sistemleri sayesinde, günümüzde çevresel boyutları çok önemli düzeyde olan baca gazındaki zararlı NO_x ve SO₂ gazlarının havaya salınımı büyük oranda önlenmektedir. Bunun bir dezavantajı ise baca yoluna olan mesafenin uzaması ve baca gazının filtrasyonu sırasındaki çekiş basıncının azalması nedeniyle bu olumsuzlukları ortadan kaldırmak için, 2950 kW güç harcayan ilave bir booster fan kullanılması zorunluluğudur. Tesis ilk kurulum aşamasında ilave teknolojik sistemler nedeniyle geleneksel tip santrallere göre daha maliyetli bir yatırım olmasına rağmen, daha verimli olması nedeniyle, orta vadede kurulum maliyet farkını ortadan kaldırıp çok daha karlı bir yatırım olacaktır.

Tam yükteki çalışmaya göre en yüksek enerji ve ekserji kaybı kazanda meydana gelmiş, sırasıyla 277543,35 kW ve 700653,59 kW olarak bulunmuştur. Diğer ekipmanlarda ki kayıp bu değere göre çok düşük kalmış olup, tesis kapasitesi düşünüldüğünde yapılacak iyileştirmelerde kazan üzerine çalışmak daha doğru olacaktır.

Kazanda yapılacak iyileştirmelerde kömürün verimli yakılması en önemli husustur. Bunun doğruluğunu anlamanın en iyi yolu, yanma işleminden sonra ortaya çıkan külün bünyesindeki yanmamış karbon oranına bakmaktır. Bu değer mümkün olduğunca %2'nin altında tutulmalıdır. Bunun için yanma havasının doğru oranda

ayarlanması gerekmektedir. Yakıcılara yönlendirilen havanın geçtiği merkez hava ve dış sekonder hava kanallarının damper açıklıkları uygun pozisyonlarda olmalıdır. Bu şekilde yakılan kömür miktarına göre en uygun hava miktarı ayarlanacağından verimli yanma sağlanmaktadır. Kömürün daha iyi yanmasını sağlamak aynı miktardaki kömürle daha yüksek sıcaklık ve basınçta buhar eldesi ya da aynı nitelikteki buhar üretimi için daha az kömür yakılması anlamına geleceğinden, önemli bir tasarruf ve iyileştirme sağlar.

Ocak içi yan duvar boruları ve kızdırıcı paketlerinin yüzeylerinin temiz olması, içlerindeki buhara ısının iyi ve etkili iletilmesi için önemlidir. Bu nedenle ocak içinde yüzeylerde kurumlaşma ve birikintiler mümkün olduğunca önlenmelidir. Yine bezner şekilde boruların iç yüzeylerinde de tortu vb. birikintiler zamanla oluşabilir. Buda ciddi ısı kaybına ve verimsiz ısı transferine sebep olur. Besleme suyunun içeriğindeki maddeler nedeniyle oluşan bu birikintilerin önlenmesi, besleme suyunun kazana girmeden önce bu maddelerden iyi arındırılması önemlidir. Kış aylarında ESP sonrası baca gazı sıcaklığı sürekli kontrol edilmeli ve normalin çok altına düşmemesi gerekmektedir. Bu noktada baca gazı sıcaklığının normalin altında olması yanma havasının LUVU'da yeterince ısınmadığı anlamına geleceğinden buda verimsiz yanmaya neden olacaktır. Atmosfer sıcaklığı düştüğünde, soğuk yanma havasının ısıtılması için kullanılan buharlı hava ön ısıtıcılar düzenli kullanılmalı ve atmosfer havası LUVU girişi öncesi ısıtılmalıdır. Buharlı hava ön ısıtıcı ve kurum üflemler için harcanan buhar ilk etapta bir kayıp olarak görünebilir fakat kazanın verimli yanmasını sağladığından aynı enerji için daha az kömür yakılmış olacak buda maliyetlere önemli oranda yansiyacak, enerji kaybını azaltacak ve kazan verimini artıracaktır. Bunun yanında kazan üzerinde yüksek ısıda bulunan birçok hat, kanal ve yüzey mevcut olduğundan büyük miktarda çevreye ısı kaybı olmaktadır. Kazandaki ısı kaybının 277543,35 kW gibi büyük bir rakam olduğu düşünüldüğünde termal izolasyon kavramının ne kadar önemli olduğu ortaya çıkmaktadır. Mevcut izolasyonlu yüzeylerde sık sık termal ölçümler yapılmalı, izolasyonun yetersiz ya da uygunsuz olduğu yerler bölgenin niteliğine uygun olarak yenilenmeli ve verimli hale getirilmelidir. Planlı ya da plansız bakım faaliyetleri sonrası izolasyonu açılan bölgeler uygun şekilde tekrar kapatılıp açık bırakılmamalıdır. Böylece ısı kaybı ile olan enerji kaybı azaltılabilir.

Santralde, elektrik motorundan aldığı enerjiyle çalışan çok sayıda sabit devirli dönen ekipman mevcuttur. Santral çalışma yükü azaldıkça döner ekipmandaki ihtiyaç duyulan çıkış gücü azalmakta fakat sürücünün sağladığı giriş gücü sabit kalmaktadır. Bunun sonucunda ekipmanda enerji kayıpları artmaktadır. Yük düşerken eş zamanlı olarak ekipmanın yüküde dürüşülmekte, bu işlemler ekipman çıkışında bulunan debi ayar vanaları ya da damperleriyle sağlanmaktadır. Fakat shaftın çektiği enerji değişmemektedir. Sabit devir yerine ekipmanlar frekans konvertörlü sistemlerle yenilenebilirse yük azaldıkça ihtiyaca göre enerji tüketilecek, dolayısı ile kayıp olan enerji miktarı azalacaktır. 600 MW kapasite kapasite düşünöldüğünde, ilk başta bu kayıplar önemsiz görönsede uzun vadede önemli tasarruf sağlanacaktır.



KAYNAKLAR

1. Erdem, H. E., Akkaya, A. V., Cetin, B., Dagdas, A., Sevilgen, S. H., Sahin, B., Teke, I., Cungor, C. and Atas, S., “Comparative energetic and exergetic performance analyses for coal-fired thermal power plants in Turkey”, *International Journal of Thermal Sciences*, 48 (11): 2179-2186 (2009).
2. Tüysüz, C., “Bir kritiküstü termik santralde enerji ve ekserji analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi - Enerji Enstitüsü*, İstanbul, 1-11 (2013).
3. Tiwari, A. K., Hasan, M. M. ve Islam, M., “Exergy analysis of combined cycle power plant: NTPC Dadri, India”, *International Journal of Thermodynamics*, 16 (1): 36-42 (2013).
4. Başaran, M., “Termik santrallerde verimlilik çalışmaları ve kazanımlar”, *Mühendis ve Makina Dergisi*, 52 (617): 116-124 (2011).
5. Lee, K. C., “Classification of geothermal resources by exergy”, *Geothermics*, 30 (4): 431-442 (2001).
6. Szargut, J., Morris, D. R., and Steward, F. R., “Exergy analysis of thermal, chemical, and metalurgical processes”, *Hempshire*, New York (1988).
7. Almutairi, A., “Energetic and exergetic analysis of combined cycle power plant: Part-1 Operation and performance”, *Energies*, 8 (12): 14118-14135 (2015).
8. Kopac, M. and Hilalci, A., “Effect of ambient temperature on the efficiency of the regenerative and reheat Çatalağzı Power Plant in Turkey”, *Applied Thermal Engineering*, 27 (8-9): 1377-1385 (2007).
9. Dincer, I. and Al-Muslim, H., “Thermodynamic analysis of reheat cycle steam power plants”, *International Journal of Energy Research*, 25 (8): 727-739 (2001).
10. Rosen, M. A. and Dincer, I., “Effect of Varying Dead-State Properties on Energy and Exergy Analyses of Thermal Systems”, *International Journal of Thermal Sciences*, 43 (3): 121-133 (2004).
11. Gu, Z. and Sato, H., “Performance of supercritical cycles for geothermal binary design”, *Energy Conversion and Management*, 43 (7): 961-971 (2002).
12. Taner, T. ve Sivrioğlu, M., “Şeker fabrikalarındaki enerji santralleri için termoeconomik analiz yöntemi”, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Dergisi*, 29 (2): 407-414 (2014).

- 13.Çomaklı, K., Karlı, S., Yılmaz, M. ve Çomaklı, Ö., “Termal sistemlerde ekserji verimi”, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 2: 25-34 (2007).
- 14.Kosman, W., “The influence of external cooling system on the performance of supercritical steam turbine cycles”, *Archives of Thermodynamics*, 31 (3): 131-144 (2010).
- 15.Yılmazoglu, M. Z. and Amirabedin, E., “Second law and sensitivity analysis of a combined cycle power plant in Turkey”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 31 (2): 41-50 (2011).
- 16.Şahin, H. E., “Kritik-üstü tip bir buharlı güç santralinin enerji ve ekserji analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi - Enerji Enstitüsü*, İstanbul, 8-19 (2012).
- 17.Fan, H., Zhang, Y., Su, Z. and Wang, B., “A dynamic mathematical model of an ultra-supercritical coal fired once-through boiler-turbine unit”, *Applied Energy*, 189: 654-666 (2017).
- 18.Adibhatla, S. and Kaushik, S. C., “Energy and exergy analysis of a super critical thermal power plant at various load conditions under constant and pure sliding pressure operation”, *Applied Thermal Engineering*, 73: 51-65 (2014).
- 19.Xiong, J., Zhao, Z. and Zheng, C., “Exergy analysis of a 600 MW_e oxy-combustion pulverized-coal-fired power plant”, *Energy Fuels*, 25 (8): 3854-3864 (2011).
- 20.Li, Z., Li, Z. and Yan, Z., “Energy and exergy analysis for three type 500 MW steam power plants”, *Applied Mechanics and Materials*, 148-149: 1131-1136 (2012).
- 21.Hasti, S., Aroonvilas, A. and Veawab, A., “Exergy analysis of ultra super-critical power plant”, *Energy Progedia*, 37: 2544-2551 (2013).
- 22.Xu, L., Yuan, J. and Wang, J., “Dynamic modeling and solution algorithm of the evaporation system for the ultra-supercritical power plant”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 105: 589-596 (2017).
- 23.Tsiklauri, G., Talbert, R., Schmitt, B., Filippov, G., Bogoyavlensky, R. and Grishanin, E., “Supercritical steam cycle for nuclear power plant”, *Nuclear Engineering and Design*, 235 (15): 1651-1664 (2005).
- 24.Kosman, W., “Thermal analysis of cooled supercritical steam turbine components”, *Energy*, 35 (2): 1181-1187 (2010).
- 25.Murugan, R. S. and Subbarao, P. M. V., “Thermodynamic analysis of Rankine-Kalina Combined Cycle”, *International Journal of Thermodynamics*, 11 (3): 133-141 (2008).

26. Habib, M. A., Said, S. A. M. and Al-Zaharna, I., “Thermodynamic optimization of reheat regenerative thermal-power plants”, *Applied Energy*, 63 (1): 17-34 (1999).
27. Çengel, Y. A. and Boles, M. A., “Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla”, Çev: Pınarbaşı, A., *Mc Graw Hill - Palme Yayıncılık*, Ankara, 51-483 (2013).
28. Karakoç, T. H., Karakoç, N., Erbay, B. ve Aras, H., “Enerji Analizi”, *Anadolu Üniversitesi Yayını*, Eskişehir, 73-93 (2012).
29. Dincer, I. and Ratlamwala, H., “Importance of exergy for analysis, improvement, design and assessment”, *WIREs Energy and Environment*, 2 (3): 335-349 (2013).
30. Rosen, M. A., Dincer, I. and Kanoglu, M., “Role of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact”, *Energy Policy*, 36 (1): 128-137 (2008).
31. Dincer, I., “The role of exergy in energy policy making”, *Energy Policy*, 30 (2): 137-149 (2002).
32. Bayat, M., “Silikon tabanlı polikristal bir güneş panelinin Karabük iklim koşullarında enerji ve ekserji analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi – Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, (2016).
33. Kotas, T. J., “The exergy method of thermal plant analysis”, *Anchor Brendon Ltd. Tiptree*, Essex (1985).
34. Yılmazoğlu, M. Z. and Durmaz, A., “Thermodynamic analysis of an integrated gasification combined cycle power plant”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 32 (2): 43-53 (2012).

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Yasir ARAT 1987 yılında Karabük'te doğdu. İlk öğrenimini aynı şehirde, orta öğrenimini de Safranbolu Lisesi'nde tamamladıktan sonra, 2005 yılında Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans öğrenimine başlayıp 2009 yılında mezun oldu. 2010 yılında askerlik hizmetini tamamladı. 2 yıl makine, çelik montaj ve termal izolasyon işleri kapsamında EMC Yapı Endüstriyel Ltd. Şti. bünyesinde yurt içi ve yurt dışında çeşitli proje taahhüt işlerinde çalıştı. 2012-2015 yılları arasında İÇDAŞ Elektrik Enerjisi Üretim ve Yatırım A.Ş. bünyesinde yatırım ve işletme mühendisi olarak görev yaptı. 2015 yılında KARDEMİR A.Ş. Enerji Tesisleri Müdürlüğü'nde mekanik bakım mühendisi olarak çalışmaya başladı. 2017 yılında aynı firmanın Hava Ayırıştırma Tesisleri Müdürlüğü'ne geçti. Halen aynı pozisyonda görevini devam ettirmektedir. Evli ve bir kız çocuğu babasıdır.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Yeni Mahalle
Posta Sokak
Meltem Sitesi B Blok No:2
78600 Safranbolu / KARABÜK
Tel : (536) 337 4808
E-posta : mehmetyarat@gmail.com