İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

KRİTİK-ÜSTÜ TİP BİR BUHARLI GÜÇ SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hüseyin Erhan ŞAHİN

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

KRİTİK-ÜSTÜ TİP BİR BUHARLI GÜÇ SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hüseyin Erhan ŞAHİN
301091101

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Murat AYDIN

HAZİRAN 2012

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301091101 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **HÜSEYİN ERHAN ŞAHİN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"KRİTİK-ÜSTÜ TİP BİR BUHARLI GÜÇ SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Murat AYDIN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Bedii ÖZDEMİR** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Doç. Dr. Mustafa ÖZDEMİR İstanbul Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2012**
Savunma Tarihi : **05 Haziran 2012**

ÖNSÖZ

Öncelikle bu çalışmayı yapmam için beni cesaretlendiren ve tezimle ilgili konularda beni yönlendirip yardımlarını esirgemeyen Sayın Prof.Dr. Murat AYDIN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmada kullanılan santral verilerinin sağlanmasında ve diğer teknik konularda ilgi ve yardımlarını esirgemeyen BGM Endüstriyel A.Ş. ve değerli iş arkadaşlarıma, santral verilerinin kullanımı için gereken izni veren Atlas Enerji Üretim A.Ş.'ye, içten teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak da, hayatım boyunca desteklerini eksik etmeyen, beni bu günlere getiren değerli aileme sonsuz sevgi ile teşekkür ederim.

Haziran 2012

Hüseyin Erhan ŞAHİN
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
KISALTMALAR ..... **ix**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xi**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xiii**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Literatür İncelemesi 2
1.2 Tezin Amacı 6
2. RANKINE BUHAR ÇEVRİMİ VE SÜPERKRİTİK GÜÇ SANTRALLERİ **9**
2.1 Termodinamik Çevrim 11
2.1.1 Rankine çevriminde verimin arttırılması 11
2.2 Süperkritik Güç Santralleri 16
2.2.1 Süperkritik güç santrallerinin avantajları 18
2.3 Süperkritik Güç Santrallerinde Sistem ve Ekipmanlar 20
2.3.1 Süperkritik kazan ve pulverize yakma teknolojisi 21
2.3.2 Buhar türbini 25
2.3.2.1 Türbin Rotorunun Soğutulması 27
2.3.3 Kömür hazırlama ve besleme sistemi 29
2.3.4 Baca Gazı Sistemi 29
2.4 Atlas İskenderun Termik Santrali 30
2.5 Santralin Tasarım Verileri 32
3. TERMİK SANTRALLERDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ **35**
3.1 Bazı Temel Kavram ve Tanımlar 36
3.2 Entropi 38
3.3 Ekserji 39
3.4 Ekserji Çeşitleri 41
3.4.1 Fiziksel Ekserji 42
3.4.2 Kimyasal Ekserji 42
3.4.3 Termal Ekserji 44
3.4.4 Madde Akışının Ekserjisi 44
3.4.5 İş Ekserjisi 44
3.4.6 Isı Transferinin Ekserjisi 44
3.5 Ekserji Analizi 45
3.6 Enerji ve Ekserji Analizlerinde Performans Kriterleri 47
3.6.1 Türbinlerde Genişleme Prosesi 49
3.6.2 Pompalarda Sıkıştırma Prosesi 49
3.6.3 Isı değiştiriciler ve Yoğuşturucular 50

4. ATLAS İSKENDERUN TERMİK SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ 51
4.1 Kazan 56
4.2 Yüksek Basınç Türbini 58
4.3 Orta Basınç Türbini 60
4.4 Alçak Basınç Türbini 61
4.5 Yoğuşturucu 63
4.6 Yoğuşturucu Pompası 65
4.7 Alçak Basınç Isıtıcıları (ABI) 66
4.8 Degazör Tankı 67
4.9 Besi Suyu Pompa Sistemi 69
4.9.1 Yükseltici pompa 70
4.9.2 Besi suyu pompası (BSP) ve tahrik türbini (BSPT) 71
4.10 Yüksek Basınç Isıtıcıları (YBI) 73
4.11 Santralin Brüt Enerji ve Ekserji Verimi 74
4.12 Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları 74
4.13 Ortam Sıcaklığının Değişimi ile Ekserji Veriminin İlişkisi 80
4.14 Farklı Kömür Alternatifleri İçin Kömür Tüketimi ve Ekserji Verimi 83
5. SONUÇ VE ÖNERİLER 85
KAYNAKLAR 87
EKLER 91
ÖZGEÇMİŞ 95

KISALTMALAR

ABI : Alçak Basınç Isıtıcısı
ABT : Alçak Basınç Türbini
AİTS : Atlas İskenderun Termik Santrali
BSP : Besi Suyu Pompası
BSPT : Besi Suyu Pompası Türbini
OBT : Orta Basınç Türbini
RO : Nominal İşletme Durumu
SBD : Sızdırmazlık Buharı Düzenleyicisi
YBT : Yüksek Basınç Türbini
YBI : Yüksek Basınç Isıtıcısı
YP : Yoğuşturucu Pompası

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Santralin temel tasarım değerleri. 33
Çizelge 3.1 : Referans Çevre Modeli 46
Çizelge 4.1 : Şekil 4.1 'de gösterilen noktaların nominal işletme şartlarında termodinamik özellikleri, enerji ve ekserji akış hızları. 53
Çizelge 4.2 : Tasarım kömürünün kimyasal kompozisyonu. 57
Çizelge 4.3 : Atlas İskenderun Termik Santrali'nin ekserji analizi sonuçları. 75
Çizelge 4.4 : Tersinmezlikler ve ekserji verimleri 78
Çizelge 4.5 : Enerji ve ekserji analizi özet sonuçları. 79
Çizelge 4.6 : Yapılan kabüle göre hesaplanan santral parametreleri. 81
Çizelge 4.7 : Farklı ithal taşkömürü alternatifleri için hesaplanan özellikler. 84
Çizelge B.1 : Enerji ve ekserji analizi özet sonuçları (alt ısıl değer bazında). 93

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Dünya toplam birincil enerji tükerimi (solda) ve toplam elektrik üretimi payları 9
Şekil 2.2 : 2010 yılı üretimler ve 2010 yılı sonu rezervlere göre kullanım süreleri..... 10
Şekil 2.3 : Dünya elektrik üretimi 2008-2035 projeksiyonu 10
Şekil 2.4 : Basit ideal Rankine çevrimi ve T-s diyagramı 11
Şekil 2.5 : Vakum basıncının arttırılmasının ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi 13
Şekil 2.6 : Kazanda buharın daha yüksek sıcaklıklara kızdırılmasının ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi 13
Şekil 2.7 : Kazandaki buhar basıncının yükseltilmesinin ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi 14
Şekil 2.8 : İdeal bir ara ısıtmalı Rankine çevrimi 15
Şekil 2.9 : Kritik basınç üzerinde çalışan bir ideal Rankine çevrimi..... 16
Şekil 2.10 : Su için basınç ve sıcaklık eksenli faz diyagramı ve süperkritik bölge... 16
Şekil 2.11 : Farklı sıcaklıklarda çevrim basıncı değişimi ile verim artışı..... 17
Şekil 2.12 : Gelişen buhar ve malzeme koşullarının tarihsel süreci 18
Şekil 2.13 : CO_2 emisyonları ile net santral verimi arasındaki ilişki..... 18
Şekil 2.14 : Ara yüklerde çalışmanın ısı oranına etkisi 19
Şekil 2.15 : Santralin genel akış şeması 21
Şekil 2.16 : Tek geçişli Benson tipi buhar kazanı 22
Şekil 2.17 : Doğal sirkulasyonlu ve tek geçişli kazanın karşılaştırılması 23
Şekil 2.18 : Farklı buhar koşulları için kazanda kullanılan malzemeler ve santral veriminin değişimi..... 24
Şekil 2.19 : Tek gövdede yüksek basınç ve orta basınç türbinleri..... 26
Şekil 2.20 : 500 ile 1000 MW arası türbinlerin kademe konfigurasyonları 26
Şekil 2.21 : Orta basınç türbininin soğutma buharı 28
Şekil 2.22 : Yüksek basınç türbininden alınan orta basınç rotor soğutma buharının yolu..... 28
Şekil 2.23 : 600 MW buhar türbini üç boyutlu tasarım çizimi 31
Şekil 3.1 : Tek girişli ve tek çıkışlı açık sistem 36
Şekil 3.2 : Enerji, çevre ve sürdürülebilirliğin ekserji ile ilişkisi 41
Şekil 4.1 : Atlas İskenderun Termik Santrali Proses Akış Şeması 52
Şekil 4.2 : Kazan ve ara kızdırıcıdan oluşan kontrol hacmi 56
Şekil 4.3 : Yüksek basınç türbini kontrol hacmi..... 58
Şekil 4.4 : Orta basınç türbini kontrol hacmi..... 60
Şekil 4.5 : Alçak basınç türbini kontrol hacmi 62
Şekil 4.6 : Yoğuşturucu kontrol hacmi 64
Şekil 4.7 : Yoğuşturucu pompası kontrol hacmi 65
Şekil 4.8 : Alçak basınç ısıtıcıları kontrol hacmi..... 66

Şekil 4.9 : Degazör tankı kontrol hacmi 68
Şekil 4.10 : Besi suyu pompa sistemi kontrol hacmi 69
Şekil 4.11 : Yüksek basınç ısıtıcıları kontrol hacmi 73
Şekil 4.12 : Basitleştirilmiş enerji akış Sankey diyagramı 76
Şekil 4.13 : Basitleştirilmiş ekserji akış Grassmann diyagramı..... 77
Şekil 4.14 : Basitleştirilmiş enerji ve ekserji tüketim dengeleri 77
Şekil 4.15 : Tersinmezlikler ve Ekserji Verimleri 78
Şekil 4.16 : Enerji ve ekserji verimlerinin, Türkiye'de bulunan benzer kapasitelerdeki diğer kömür yakıtlı santraller ile karşılaştırılması (A.I.D. bazında)..... 80
Şekil 4.17 : Çevre sıcaklığının değişmesi ile ekserji verimleri..... 82
Şekil 4.18 : Çevre sıcaklığının değişimi ile tersinmezlikler 82
Şekil 4.19 : Çevre ve deniz suyu sıcaklıklarının değişimi ile santralin enerji verimi..... 83
Şekil 4.20 : Farklı taşkömürlerinin kullanılması ile santral ekserji veriminin değişimi (Akışkana aktarılan ısı miktarı sabit tutulmuştur) 84
Şekil A.1 : Atlas İskenderun Termik Santrali T-s Diyagramı 92

SEMBOL LİSTESİ

$\dot{W}$: Birim Zamandaki İş Akışı, (kW)
$\dot{Q}$: Birim Zamandaki Isı Geçişi, (kW)
$\dot{I}$: Birim Zamandaki Tersinmezlik, (kW)
$\dot{E}x$: Birim Zamandaki Ekserji Akışı, (kW)
ε : Birim Kütle İçin Ekserji, (kJ/kg)
T : Sıcaklık, (K)
T_0 : Çevre (ölü hal) Sıcaklığı, (K)
P : Basınç, (bara)
P_0 : Çevre (ölü hal) Basıncı, (bara)
ρ : Yoğunluk, (kg/m^3)
ν : Özgül Hacim, (m^3/kg)
V : Akış Yönünde Ortalama Hız, (m/s)
A : Akış Yönüne Dik Kesit Alanı, (m^2)
z : Yükseklik, (m)
g : Yerçekimi İvmesi, (m/s^2)
h : Entalpi, (kJ/kg)
h_0 : Çevre (ölü hal) Entalpisi, (kJ/kg)
s : Entropi, (kJ/kg K)
s_0 : Çevre (ölü hal) Entropisi, (kJ/kg K)
$\dot{m}$: Kütlesel Debi, (kg/s)
η : Birinci Yasa Verimi
ψ : İkinci Yasa Verimi
ε^0 : Yakıt Ekserjisi, (kj/kg)
δ : Verim Yıkımı

NKD : Yakıt Net Kalorifik Değeri
φ : Yakıt Ekserjisinin Isıl Değere Oranı
c : Karbonun Kütlesel Oranı
o : Oksijenin Kütlesel Oranı
n : Nitrojenin(azot) Kütlesel Oranı
n : Nitrojenin Kütlesel Oranı
s : Sülfürün Kütlesel Oranı

Alt İndisler

g : giriş
ç : çıkış
tr : tersinir
k : kinetik
p : potansiyel
fz : fiziksel
km : kimyasal

t	: türbin
th	: termal
min	: minimum
$maks$	: maksimum
KH	: kontrol hacmi
Yoğuş.	: yoğuşturucu
$çev.$	: çevre
yard.buhar	: yardımcı buhar
yoğuş.	: yoğuşturucu
yükselt.p.	: yükseltici pompa
degazör	: degazör tankı
jen.	: jeneratör

KRİTİK-ÜSTÜ TİP BİR BUHARLI GÜÇ SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

ÖZET

Teknolojik gelişimin bir ölçütü olarak enerji tüketimi yükselmekte, dolayısıyla yeryüzündeki sınırlı enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması konusu ile ilgili araştırmalar sürdürülmektedir. Isıl sistemlerin değerlendirilmesinde, geleneksel olarak Termodinamiğin Birinci Yasası'na dayandırılarak yapılan enerji dengeleri kullanılmaktadır. Fakat, enerji dengesi sonucunda elde edilen performans kriterleri enerjinin niceliği ile ilgilenmekte olup, enerji niteliğine ilişkin sınırlı bilgiler vermektedir. Bu sebeple, ısıl sistemlerin değerlendirilmesinde enerji analizleri ile birlikte Termodinamiğin İkinci Yasası'na dayandırılan ekserji analizleri de kullanılmaktadır.

Dünya, elektrik üretiminin yüzde 40' ını kömür yakıtlı santrallerden sağlamaktadır. Kömürün ucuz, temini kolay ve dünya üzerinde dağılmış bir maden olması, yakın gelecekte de elektrik üretiminde etkinliğinin devam edeceğini göstermektedir. Geleneksel kömür santralleri, kritik-altı koşullarda düşük verimlerde çalışmakta, bu sebeple çevre kirliliği ve mevcut rezervlerin hızlı tükenmesine yol açmaktadırlar. Tüm bu nedenlerden dolayı, kömür santralleri ve Rankine buhar çevriminde verim arttırma çalışmaları üzerinde durulmakta, süperkritik ve ultra-süperkritik koşullarda buhar üretimi ile daha verimli santraller tasarlanmaktadır. Malzeme teknolojisindeki gelişmeler devam etmekte ve yüksek basınç ve sıcaklıklarda çalışabilen santrallerin gelişimi sürdürülmektedir. Bu bağlamda, teknolojik gelişmeler ile ortaya çıkmış olan süperkritik ve ultra-süperkritik santrallerin değerlendirilmesi önemli bir araştırma alanı oluşturmaktadır.

Yapılan tez çalışmasında, süperkritik koşullarda çalışan kazan, buhar türbini ve diğer ekipmanlar hakkında bilgiler verilerek süperkritik teknolojisi tanıtılmış ve İskenderun'da bulunan kömür yakıtlı, süperkritik buhar koşullarda çalışan Atlas İskenderun Termik Santrali'nin nominal tasarım verilerine göre enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Termik santrallerde enerji ve ekserji analizinde kullanılan termodinamik ifadeler ve IAPWS-IF97 formülasyonu kullanılarak her bir noktanın enerji ve ekserji analizleri hesaplanmış ve her bir üniteye denge denklemleri uygulanarak, enerji ve ekserji tüketimleri, tersinmezlikler ve enerji-ekserji verimleri bulunmuştur. Ayrıca, çevre sıcaklığının arttırılması ile enerji ve ekserji verimlerinin değişimleri ve farklı özelliklerdeki kömürler için santral ekserji verimleri elde edilerek sunulmuştur.

Santrale uygulanan enerji ve ekserji analizi sonucunda, kömürün üst ısıl değerine göre ve normal işletme koşulları için santralin enerji verimi 42,11% ve ekserji verimi 40,83% olarak hesaplanmıştır. En büyük enerji kaybının yoğuşturucuda, en büyük ekserji kaybının da kazanda meydana geldiği tespit edilmiştir. Sıcaklığın artması ile enerji ve ekserji veriminin azaldığı, sıcaklıktaki her 1°C'lik artışın santral enerji veriminde 0,13% ve ekserji veriminde 0,12% verim düşüşüne yol açtığı gözlemlenmiştir. Ayrıca sıcaklığa bağlı olarak en fazla değişimin kazan ve yoğuşturucu ekipmanında meydana geldiği sonuçlarına varılmıştır.

ENERGY AND EXERGY ANALYSES OF A SUPERCRITICAL POWER PLANT

SUMMARY

The amount of energy consumption which is an important indicator showing the development of technology, increases continuously. Energy is still dominantly produced from fossil fuels which not only have a limited life but also release pollutants during operation. Hence, the studies to more efficient use of limited energy resources are being carried out. These studies consist thermodynamic analysis of thermal systems for design and optimization purposes.

Generally, performances of thermal power plants are evaluated through energy balances based on First Law of Thermodynamics. But, the performance criteria outputs from energy balances deals with the "quantity" of energy, not the "quality" of energy. The thermodynamic quantity exergy, which can be used to assess and improve energy systems, can help better understand the benefits of utilizing clean energy by providing more useful and meaningful information than energy provides.

Exergy can be defined as the maximum useful work that can be done by the system interacting with a reference environment. Exergy clearly identifies efficiency improvements and reductions in thermodynamic losses attributable to green technologies. Exergy can also identify better than energy the environmental benefits and economics of energy technologies. Exergy analysis can evaluate quantitatively the causes and locations of the thermodynamic imperfection in the energy system. Thus, exergy has an important role to play in increasing utilization of clean energy and technologies. So, it can be said that performing exergetic analysis based on Second Law of Thermodynamics and energetic analyses together can give a complete depiction of system characteristics.

As it is known, power generation is heavily dependent on coal fired plants through out the world. These plants contribute for about 40 percent of global power generation. This dependence of power generation on coal is likely to be continued in near future also, as the coal is cheap, easily available and evenly distributed through out the world.

In recent years, the clean coal technology has been a must in power generation based on coal-fired steam power plants. Harmful emissions from power plants have made it mandatory to develop clean coal technologies. The very best clean coal technology must be based on high efficiency plants where the coal consumption per kWh of electricity will be the lowest, and as a natural consequence bring the very best reduction of emissions.

Conventional coal fired power generating plants operate on subcritical technology with low thermal efficiency, which results in huge environmental pollution and rapid depletion of limited reserves of coal. Developments in efficiency of the power plants as one key value affects both the fuel costs and the amount of CO_2 emitted to the environment. Efficiency of Rankine steam cycle used in conventional power plants can be optimized by increasing live steam parameters such as increasing pressure and temperatures to supercritical conditions, reducing the condenser pressure by means of a cold and effective cooling media preferably sea water, using reheat and double reheat if feasible and optimizing feed water temperature.

Supercritical power plants meet notably the requirements for higher efficiencies to reduce both fuel costs and emissions as well as for a reliable supply of electric energy at low cost. Thus, developing super-critical and ultra supercritical generating plants have attracted the attention of power utilities in both Europe and Japan achieving plant efficiencies of nearly %48. Improvements in the materials for steam generating at high pressures and temperatures are also in progress, but the lack of weldable and reliable materials in this issue have blocked the further increase of live steam parameters.

Over the last several years, it has been possible to make non-austenitic materials with increased creep rupture strength. Power industry is therefore looking at the possibility of achieving 700 °C steam temperatures without any material failures. According to this developments, it has been aimed to reach the 50% cycle efficiencies in near future, through the use of nickel-base alloys. In this context, supercritical and ultra-supercritical power plants with related technological developments are become a very important research area for power generation sector.

In this thesis, efficiency increasing methods in Rankine steam cycle has been investigated, main equipments of supercritical power plant such as boiler, steam turbine and other auxiliary systems were introduced and energy and exergy analyses were applied to a supercritical "Atlas İskenderun Power Plant" based on rated operation conditions. The plant is located near İskenderun city in southern Turkey nearby of Mediterrian Sea. The power plant includes a supercritical pressure, single furnace, single reheat, once-through Benson type boiler with four tangential firing system and a steam turbine with three cylinders and double backing pressure condensing.

Together with the main equipments of basic Rankine cycle, the system includes one reheater, 3 high pressure and 4 low pressure regenerative feed water heaters with one deaerator tank. Sea water is used in condenser for main cooling of the plant. Steam is superheated to 566 °C and 24,2 Mpa(a) in the boiler and then fed to the turbine. Superheated steam performs work in high, intermediate and low pressure cylinders of the turbine by expanding within the turbine blades, then exhaust steam is sent to the condenser and consensed water is sent to boiler through regenerators and feedwater pump.

The energy and exergy flow rates of each defined point in the power plant's process flow chart were determined with using IAPWS-IF97 formulation and thermodynamic equations which are also described in this thesis. For each unit of thermal cycle, balance equations were performed with obtaining energy and exergy consumptions, irreversibilities and energy-exergy efficiencies.

Furthermore, the influence of increasing reference ambient temperature and using different coal fuels in boiler on the efficiencies of power plant have been presented.

As a result of energy and exergy analyses, HHV based energy and exergy efficiency of the power plant in rated operation conditions were found, respectively, 42,11% and 40,83%. It was found that, most of the energy loss occurs in the condenser with 659,16 MWth and most of the exergy loss occurs in the boiler with 761,097 MWth. It can be said that boiler is the key component for improvements, due to its huge exergy destruction amount and low exergetic efficiency. According to the energy analysis, energy losses associated with the condenser are significant. However, exergy analysis shows that only 1,46% of exergy was lost in the condenser.

Moreover, the influence of reference ambient temperature on the energy and exergy analysis is investigated within this study. The ambient temperature was selected within the range of 5-35 °C. It is assumed that sea water temperature is equal to the reference ambient temperature and the difference between condenser inlet and outlet temperature of sea water is 7 °C. Also, the difference between condenser temperature and reference ambient temperature is kept constant. It means that; $T_{condenser}=T_0+12,52°C$, which is the correlation in plant's rated operation case, does not change with varying reference ambient temperatures.

It has been achieved that the exergy efficiency of the power plant is decreased when the reference ambient temperature increased. It was found that a 1°C increase of the reference ambient temperature caused 0,13% decrease in energy efficiency and 0,12% of exergy efficiency the of power plant. Also, it was shown that the ambient temperature had high effect on the changes of irreversibility rates and exergy efficiencies of boiler and condenser but it had low effect on outer components of the plant.

In Turkey, there are significant amount of lignite coal reserves. It could be a new research area that using lignite reserves with supercritical and ultra-supercritical technology. In this concept, fluidized bed type boilers and zero emission oxy-combustion systems have been developing. It will come up an important issue in near future that developing power plants with higher efficiency with using existing reserves in energy generation.

The results of this study can be used as a measure for future studies and also verify that the supercritical power plants are more efficient than the power plants which are operating at subcritical steam conditions. Accordingly, higher plant efficiencies with increasing steam temperature and pressure will cause reduction in the required fuel amount and CO_2, NO_x and SO_x emissions per unit power generation.

1. GİRİŞ

Dünyadaki enerji tüketimi, artan nüfus, sanayileşme ve teknolojinin gelişimiyle birlikte hızla yükselmekte, mevcut kaynakların sınırlı olmasından dolayı süregelen enerji ihtiyacı problemini doğurmaktadır. İnsanlığın en temel ihtiyacı olan enerjiye ilişkin talebin giderek yükseliyor olması, mevcut kaynakların temiz enerji üretim yöntemleri kullanılarak verimli bir şekilde değerlendirilmesi fikrini öne çıkarmıştır.

Ülkeler, enerji konusundaki yükselen farkındalıklarını, enerji politikalarına yansıtarak, mevcut enerji tüketimlerini önemli ölçüde azaltmaya çalışmaktadır. Bu bağlamda enerji kullanımında verimliliği arttıracak ve enerji yoğunluğunu düşürecek önlemlerin alınması ülkelerin öncelikli hedefleri arasına girmiştir. Yapılan çalışmalarda, alternatif kaynak arayışlarıyla yetinilmemiş, aynı zamanda artan enerji tüketiminin önüne geçme düşüncesi ile üretim ve kullanım noktalarındaki sistemlerin en ekonomik koşullarda işletilmesi amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda mevcut sınırlı enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması konusu, bilim insanları için geniş ve önemli bir araştırma alanını ortaya çıkarmıştır.

Enerji üretim ve tüketim noktalarında, enerjiyi daha verimli üretmek ve tüketmek amacıyla en iyi imkanları keşfetmek için sistemlerin detaylı enerji incelemesi yapmak ve bu incelemelerden çıkacak olan sonuçlara göre aksiyon almak gerekmektedir. Bu noktada ise termodinamik bilimi devreye girmektedir. Termodinamik bilimi enerjinin bilimi olarak anılmakta ve ısıyı işe dönüştürme çabaları olarak tanımlanmaktadır (Çengel ve Boles, 2007). Bugün, birçok alanda niteliksel ve niceliksel tasarım ve değerlendirme süreçleri termodinamik analizlerin kullanılması ile yapılmaktadır.

Enerji analizleri, Termodinamiğin Birinci Yasası'na dayandırılarak uygulanmakta ve enerjinin niceliğini ele almaktadır. Bu sayede, prosesler sırasında kullanılan veya kullanılamayan enerjilerin hesaplanması yani tesisin bilançosunun çıkarılması yapılabilmektedir. Fakat enerji analizlerinde, sistemde oluşan tersinmezlikleri saptamak mümkün olmadığından enerjinin niteliği ile ilgili olan Termodinamiğin

İkinci Yasası'na ihtiyaç duyulmaktadır. Nitekim, Termodinamiğin İkinci Yasası'na dayandırılarak yapılan ekserji analizleri, proses sırasında oluşan tersinmezliklerin miktar ve yerlerini işaret etmekte, bu sayede sistem içerisindeki hangi alt sistem veya ekipmanın geliştirilebilir olduğunu göstermektedir.

Ancak enerji ve ekserji analizinin birlikte uygulanması ile Termodinamiğin Birinci ve İkinci Yasaları birlikte kullanılmış olmakta ve enerji kaynaklarının maksimum kullanılabilirliği ifade edilebilmektedir.

1.1 Literatür İncelemesi

Ekserji analizlerinin son yıllarda yaygınlaşmasına ve yeni bir metod olarak ifade edilmesine rağmen tarihsel süreci incelendiğinde ilk olarak ekserjinin 18' inci yüzyılın son yarısında termodinamiğin ikinci yasası ile birlikte ortaya çıktığı görülmektedir. 1873 yılında J.W. Gibbs tarafından matematiksel ifadesi türetilen "kullanılabilir enerji" kavramı 1956 yılında Rant 'ın "ekserji" olarak adlandırılması ile günümüze kadar gelmiştir.

Literatürde termal sistemlerin enerji ve ekserji analizleri üzerine birçok kaynak ve çalışma mevcuttur. Bu çalışmalarda genellikle ekserji kavramı ve etkileri, incelenen sistemlerdeki tersinmezlikler, enerji ve ekserji tüketim ve verimleri gibi parametreler incelenmiş ve termik santrallerin iyileştirilmeleri için yapılan çalışmalara yol gösterici nitelikte sonuçlar elde edilmiştir. Bu alanda yayınlanan ve bu tez çalışmasında da kaynak olarak kullanılan kitap ve makaleler içerikleri ile birlikte aşağıda yer almaktadır;

Kotas (1995), "*The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*" isimli kitabında ekserjinin temel bağıntılarını detaylı olarak sunmuş, termal sistemlerin analizleri üzerinde durmuş, farklı süreçlerin ekserji analizlerini anlatmıştır. Ayrıca ekserjinin termoekonomik uygulamaları için geliştirilen yöntemden de bahsetmektedir.

Szargut (2005), "*Exergy Method, Technical and Ecological Applications*" isimli kitabında, farklı maddelerin kimyasal ekserjilerini hesaplama yöntemleri, ekserjinin ekonomik uygulamaları ve termodinamik kusurların azaltılması için pratik kuralları anlatmıştır. Ayrıca, sistemlerde ortaya çıkan ürünlerin hammadde temininden son haline gelene kadar tüketilen ekserjileri toplayarak "*kümülatif ekserji tüketimi*" isminde yeni bir kavram tanımlamıştır.

Dinçer ve Rosen (2007), yaptıkıları araştırmalara ilişkin olarak yayınladıkları "*Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development"* isimli kitaplarında temel ekserji analizi kuramlarını anlattıktan sonra farklı sistem ve süreçler için detaylı ekserji analizlerini sunmuşlardır. Kitapta ayrıca ekserjetik ömür çevrimi değerlendirilmesi, ekserjinin endüstri ve çevre ile olan ilişkileri yer almaktadır.

Çengel ve Boles (2007), "*Thermodynamics An Engineering Approach*" adlı kitaplarında, temel termodinamik konuları kapsamlı bir şekilde anlatılmış ve kullanışlı örnekler ile birlikte sunulmuştur.

Haywood (1991), "*Analysis of Engineering Cycles: Power, Refrigerating and Gas Liquefaction Plant*" isimli kitabında termal güç santrallerinin değerlendirilmesi, çevrim verimlerinin arttırılması konuları üzerinde durmuştur. Kitapta buharlı güç santralleri, gaz türbinli kombine çevrim santraller, nükleer santraller, soğutma ve gaz sıvılaştırma santralleri vb. sistemler açıklanmış, enerji analizleri verilmiştir.

Rosen ve diğ. (2008), ekserjinin verim ve sürdürülebilirliğin artmasıyla çevre etkisinin azaltılmasındaki rolü üzerine yapmış olduğu çalışmalarında; ekserji veriminin sürdürülebilir gelişmeye etkisini incelenmişler ve yeni bir "sürdürülebilirlik endeksi" tanımlamışlardır. Enerji sistemlerinin tasarım ve değişimlerinde mevcut durumda verim ile beraber ekonomi, çevresel etki, güvenlik, ve diğer önemli konular gözönünde bulundurulmasına rağmen, ekserji kavramının da tasarım ve gelişim süreçlerinde mühendis ve bilim adamlarına aynı zamanda karar vericiler ve politika üreticilerine kendisini göstermesi gerektiği belirtilmiştir.

Durmayaz ve Yavuz (2001), 4250 MWth ve 1500 MWe gücünde basınçlı su reaktörlü bir nükleer güç tesisinin ekserji analizini uygulamışlardır. Ekserji tüketiminin en fazla reaktör basınç kabında olduğu sonucu elde edilmiş, bu tüketimin fisyon prosesinden kaynaklandığı vurgulanmıştır.

Dinçer ve Al-Muslim (2001), ara kızdırma ve rejenerasyonu olan bir Rankine çevriminde basınç, sıcaklık, rejenerasyon kütle oranı ve iş çıkışı parametrelerinin değişimleri ile oluşan 120 ayrı durumu simule etmişler; kütle, enerji ve ekserji denge denklemlerini kullanarak sistem parametrelerinin birinci ve ikinci yasa verimleri üzerindeki değişimini hesaplamışlardır. Bu sayede, optimum santral parametrelerinin belirlenmesinde enerji ve ekserji analizinin kullanımının önemi vurgulanmıştır.

Rosen (2001), kömür ve nükleer güç santrallerinin enerji ve ekserji tabanlı karşılaştırılmasını incelediği makalesinde kömür santralinin enerji ve ekserji verimliliğinin nükleer santrale göre daha yüksek olduğu sonucunu elde etmiştir. Kömür santrali için enerji ve ekserji verimleri sırasıyla 37% ve 36% olarak, nükleer santral için ise 30% ve 36% olarak hesaplanmıştır.

I.Satyanaraya vd. tek ara kızdırıcılı bir süperkritik Rankine çevrimi modelleyerek, bu model üzerinde ekserji ve enerji ifadelerini belirtmişlerdir. Ayrıca ara kızdırıcının olması ve olmaması durumları için farklı türbin giriş basınç ve sıcaklıklarında birinci ve ikinci yasa verimlerini hesaplamışlar, tersinmezlikleri ifade etmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre enerji ve ekserji veriminin sıcaklık ve basıncın arttırılması ile yükseldiği fakat türbin girişinde basınçtan çok sıcaklıklığın arttırılmasının verim üzerinde daha etkili olduğu görülmüştür.

Kosman (2010), süperkritik buhar türbinlerinin tasarımında buhar türbininin soğutma problemi üzerinde durmuş, soğutma buharının ana buhar ile karışmasının performans üzerindeki etkisini incelemiştir.

Kopaç ve Hilalci (2007), Zonguldak Çatalağzı'nda bulunan 150 MW gücündeki termik santraline enerji ve ekserji uygulamışlardır. Her bir ekipmanın ısıl kaybını enerji analizi, tersinmezlikleri de ekserji analizi yöntemini kullanarak hesaplamışlar, referans çevre sıcaklığının 5-35 °C arası değişmesi ile tersinmezlikler ve ekserjetik verimlerin değişimini incelemişlerdir. Sıcaklığın değişmesi ile kazandaki verim yıkımının santralin toplam verim yıkımı ve toplam ekserji verimini diğer ekipmanlara göre daha önemli ölçüde etkilediği görülmüştür.

Durmayaz ve Söğüt (2006), soğutma suyu sıcaklığının değiştirilmesinin basınçlı-su reaktörlü nükleer güç santralinin verimine olan etkisini incelemişlerdir. Soğutma suyunun her 1 °C'lik artışının santral gücünde ve veriminde sırasıyla 0,45% ve 0,12% 'lik düşüşe sebep olduğu sonucu elde edilmiştir.

Regulagadda ve diğ. (2010), 32 MW gücünde bir kömür yakıtlı termik santrale enerji ve ekserji analizlerini uygulamışlardır. Ayrıca tesisin verimini en optimize hale getirmek amacıyla farklı basınç sıcaklık ve kütlesel debiler için parametrik çalışma yapılmıştır. Tesisin enerji verimi 30,12%, ekserji verimi ise 25,38% olarak bulunmuştur.

Ehsan ve Yılmazoğlu (2011), 10 farklı çeşitteki Türkiye linyiti ile çalıştırılacak 240 MWe gücünde bir kömür yakıtlı termal güç santralinin termodinamik çevrimini tasarlayarak bu sisteme ekserji analizi yöntemini uygulamışlardır. Bu çalışmada, çevre sıcaklığının ekserji verimine etkisi ve her bir linyit alternatifi için CO_2 emisyonları hesaplanmıştır. Seçilen tasarım kömürüne göre alınan sonuçlarda en büyük ekserji tahribinin kazanda 229,10 MW ve %83,29 ile olduğu görülmüş ve çevre sıcaklığının artması ile yakıt tüketimi ve CO_2 emisyonlarının arttığı belirtilmiştir.

Aljundi (2009), Ürdün'de bulunan 396 MW gücündeki kombine çevrim santralin buhar çevrimini ele almış ve ekserji analizini uygulamıştır. Çalışmada en büyük enerji kaybının 66% ile yoğuşturucuda olduğu ve tesisin enerji veriminin 26% olduğu sonucuna varılmıştır. Tesisin ekserji verimi 24,8% olarak hesaplanmış ayrıca çevre sıcaklığının tersinmezlik ve ekserji verimine etkisi de incelenerek, referans çevre sıcaklığınınn artması ile kazan ve türbinlerde tersinmezliklerin arttığı fakat yoğuşturucuda tersinmezliğin azaldığı görülmüştür. Aynı şekilde kazan ve türbinin ekserji verimlerinin azaldığı fakat yoğuşturucu ekserji veriminin arttığı gözlemlenmiştir.

Erdem ve diğ. (2009) Türkiye'de devlete ait olan 9 kömür santralini enerji ve ekserji açısından incelemişlerdir. Genellikle linyit kömürü ile çalıştırılan bu santrallerin enerji ve ekserji analizi sonuçları birbirleri ile karşılaştırılmış, herbir santraldeki ekipmanların ayrı ayrı tersinmezlikleri bulunmuştur.

Oktay (2005), Türkiye'de bulunan akışkan yataklı 2x160 MW gücünde bir termik santralin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Santralin enerji verimini 37% ve ekserji verimini 36% olarak hesaplamıştır. Buhar üretiminde ki enerji verimini 94% , ekserji verimini ise 52% olarak hesaplamıştır. Buhar üreteçlerinde, enerjinin çoğunun akışkana transfer edilmesine rağmen enerji kalitesinin azaldığı sonucunu elde etmiştir.

Ganapathy ve diğ. (2009), 50 MWe gücünde linyit yakıtlı bir kömür santraline enerji ve ekserji analizini uygulamışlar ve santralin enerji ve ekserji tüketimleri üzerinde durmuşlardır. 57,3 % ile kazanda en yüksek ekserji tüketiminin olduğu görülmüş ve bu oranının 42,7 % 'sinin sadece yanmada tüketildiği belirtilmiştir.

Zhao ve Chai (2010), 300 MW kapasiteli bir güç santralinde ekserji analizi yöntemini kullanarak ekserji tahribi ve ekserjetik verimleri hesaplamışlardır. Ayrıca referans sıcaklığının değiştirilmesinin bulunan sonuçlar üzerindeki etkisini parametrik olarak ele almışlardır. Ekserji tahribinin 91,98 % ile en fazla kazanda olduğunu ve yüksek çevre sıcaklığında santral ekserjetik verimin azaldığını (çalışma sonuçlarına göre çevre sıcaklığındaki her 1 °C'lık artış, ekserji veriminde 0,16 % 'lık bir düşüşe denk gelmektedir) belirtmişlerdir.

Yine benzer bir çalışmada Guogiang ve diğ. (2011), Çin'de kurulmuş olan 300 MW kapasiteli Xiaolongtan güç santralinin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Bu çalışmada elde edilen sonuçlara göre, en yüksek enerji kaybı 51,57% ile yoğuşturucuda ve en yüksek ekserji tahribi de 67,78% ile kazanda meydana gelmektedir.

Literatürde elde edilen bulgular termal tesislerin değerlendirilmesi yapılırken; enerji ve ekserji tüketimi, tersinmezlik oranı ve enerji ve ekserji verimi gibi parametrelerinin incelenmesi gerektiğini göstermektedir.

1.2 Tezin Amacı

Elektrik üretiminde kömür madeni birçok avantajından dolayı, yaygın olarak kullanılmaktadır. Yaklaşık iki yüzyıldan beri elektrik üretiminde kömürün etkin olarak kullanılmasına rağmen, halen çevreye olan negatif etkileri tamamıyla önlenememiş ve enerji üretim verimlerinde 50% üzeri performanslara ulaşılamamıştır.

Kömürden elektrik üretiminde daha etkili, verimli ve temiz enerji için birçok çalışma yürütülmekte, bu çalışmalarda genellikle mevcut santrallerin verim ve performanslarının geliştirilmesi ve modern kömür kullanım teknolojilerinin ortaya çıkarılması konuları işlenmektedir (Dinçer ve Rosen, 2007, sf.229). Son 40-50 yıllık süreçte bu alanda, sürdürülebilir kalkınma ve çevresel etkilerin indirgenmesi hususlarına yoğunlaşılmıştır. Bu kapsamda, çevre emisyonlarının azaltılması için geliştirilen en önemli gelişmelerden biri, santral verimlerinin arttırılmasıdır. Daha az kömür ile daha çok enerji üretimi yapmak en önemli hedef haline gelmiştir. Böylece, daha düşük baca gazı emisyonları (CO_2, NO_x, SO_2 ve toz) ve daha az atık kül miktarı ile çevreye olan olumsuz etkiler ortadan kaldırılmaya çalışılmaktadır.

Bu konuda yapılan termodinamik incelemeler, Rankine buhar çevriminde verim arttırma yöntemleri üzerine yoğunlaşarak çevrim veriminin; çevrim basıncı, tekrar kızdırma sayısı, ara buhar alma sayısı ve yoğuşturucu basıncı parametrelerinin optimizasyonu ile arttığını göstermiştir. Bu parametreler arasında çevrim basıncı ve yoğuşturucu basıncının değiştirilmesi ile en etkili sonuçlar alınmaktadır. Çevrim basıncının arttırılarak kritik noktayı (221 bar ve 375 °C) geçmesi sonucunda su 'kritik-üstü' veya 'süperkritik' denilen hale ulaşmakta ve bu halde iken yaş buhar fazına geçmeden doğrudan kuru buhara dönüşmektedir. Kritik noktanın üzerindeki basınçlarda çalışan bu çevrimlere "*kritik-üstü"* veya "*süperkritik"* çevrim denilmektedir. Günümüzde kritik-altı santrallerin verimi ortalama 32% iken kritik-üstü santrallerde bu verim 44%'lerin üzerine kadar çıkmaktadır. Diğer bir deyişle, kritik-üstü santrallar kritik-altı santrallara kıyasla yaklaşık 35% daha yüksek verimle çalışmaktadırlar (Selçuk, 2010).

Dolayısıyla süperkritik kömür yakıtlı santral teknolojisi, kömürün fiyat ve temini itibari ile kararlı bir kaynak olması, düşük çevre emisyonları, kömürün daha efektif kullanımının santral verimlerinin artması ile mümkün olması ve diğer verim arttırma teknolojilerinin (kömür gazlaştırma, kombine çevrim vb.) gelişim hızının yavaş olması sebeplerinden ötürü gelişimini sürdürecektir.

Bu konuda, termal güç tesislerini değerlendirmek ve geliştirmeler yapmak amacıyla enerji analizleri yapılmakta fakat tek başına enerji analizleri yeterli olmamaktadır. Kullanışlı, pratik ve doğrulanmış bir yöntem olmasından dolayı enerji analizi ile birlikte ekserji analizinin de yapılması, termal güç tesislerinin verimlerinin ve çevresel performanslarının arttırılması için yapılan çalışmalara yol gösterici nitelikte olmaktadır. Ekserji analizi ile tesiste en büyük ekserji kaybının ortaya çıktığı ekipmana odaklanılarak, iyileştirmelerin bu ekipmana yapılması gerektiği anlaşılabilmektedir.

Farklı tipteki sistemlerin enerji ve ekserji analizlerinin yapılması, verimlilik çalışmaları için altyapı oluşturmakta, ayrıca benzer tesislerin karşılaştırılması için kullanışlı bir ölçüt olmaktadır. Daha önce yapılan araştırmalar göstermiştir ki, kömür yakıtlı termal güç tesislerinde en büyük kullanılabilir iş kaybı buhar üreticisi ekipmanında olduğundan bu ekipmanın geliştirilmesine odaklanılmalıdır. Fakat, diğer ekipmanlara yapılacak iyileştirmelerin de değerlendirilmesi açısından tüm

kayıpları görmek ve ekserji analizi sonuçlarını detaylı incelemek yerinde olacaktır. (Dinçer ve Rosen, 2007, sf. 23-24)

Verim arttırma teknolojileri doğrultusunda geliştirilen süperkritik ve ultra-süperkritik santrallerin değerlendirilmesi ise gelişmekte olan önemli bir teknoloji olması ve birçok avantajı ile birlikte yüksek verimlere ulaşılabilmesi gözönünde bulundurulduğunda önemli bir araştırma konusu olmaktadır.

Bu çalışmada, İskenderun için dizayn edilmiş olan kritik-üstü tip bir kömür güç santralinin ("Atlas İskenderun Termik Santrali") sistem ve ekipmanları incelenerek, santrale enerji ve ekserji analizi uygulanması ve farklı referans çevre sıcaklıkları için tersinmezlikler ve ekserji verimlerinin değişimlerini incelemek amaçlanmıştır. Böylece yeni ve gelişmekte olan bir teknoloji olan süperkritik santraller hakkında bilgi edinilmiş olacak ve enerji ve ekserji analizi birlikte uygulanılarak kritik-altı koşullarda çalışmakta olan emsalleri ile karşılaştırılacaktır. Elde edilecek sonuçların karar vericiler için önemli doneler olacağı düşünülmektedir.

İkinci bölümde, öncelikle Rankine çevrimi ve çevrimdeki verim arttırma yöntemleri araştırılarak, süperkritik santral teknolojisi anlatılmış, sistem ve ekipmanlar hakkında bilgiler verilmiş ve enerji ve ekserji analizi yapılacak olan kömür yakıtlı kritik üstü tip kazanlı "Atlas İskenderun Termik Santrali" 'nin teknik özellikleri sunulmuştur.

Termik santrallerde enerji ve ekserji analiz yöntemi uygulanırken kullanılan termodinamik ifadelere üçüncü bölümde yer verilmiştir. Bunun yanı sıra bazı temel tanım ve kavramlar anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde, Atlas İskenderun Termik Santrali'ne enerji ve ekserji analizi uygulanarak herbir ekipmana ait tersinmezlikler, enerji ve ekserji verimleri hesaplanmış, kritik-altı santraller ile karşılaştırılma yapılmıştır. Sonuçlar Sankey ve Grassmann diyagramları ile muhtelif grafikler kullanılarak ifade edilmiş, ayrıca referans çevre sıcaklığının değişimi ve kullanılan farklı kömür alternatifleri için analiz sonuçları sunulmuştur.

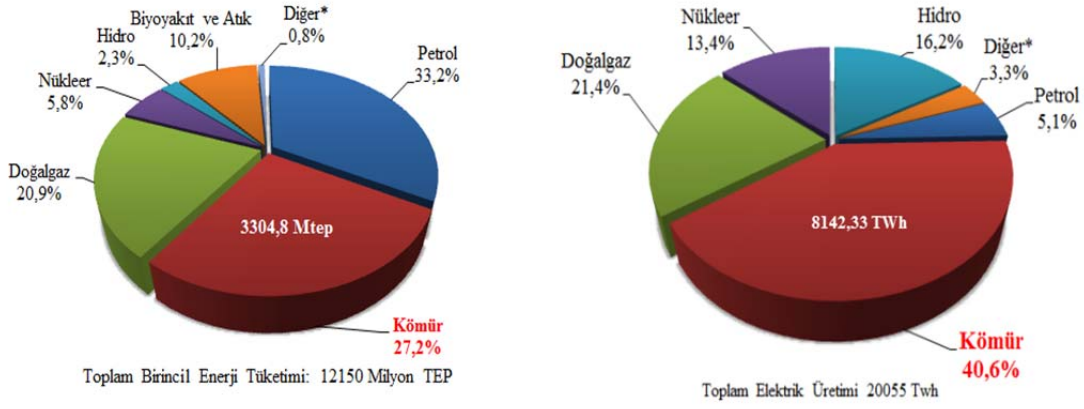
Beşinci bölümde, yapılan enerji ve ekserji analizi sonuçları yorumlanmış, termodinamik sistemlerde kusurları giderilmesi için bazı öneriler sunulmuş ve bu çalışmanın devamı olabilecek çalışmalar anlatılmıştır.

.

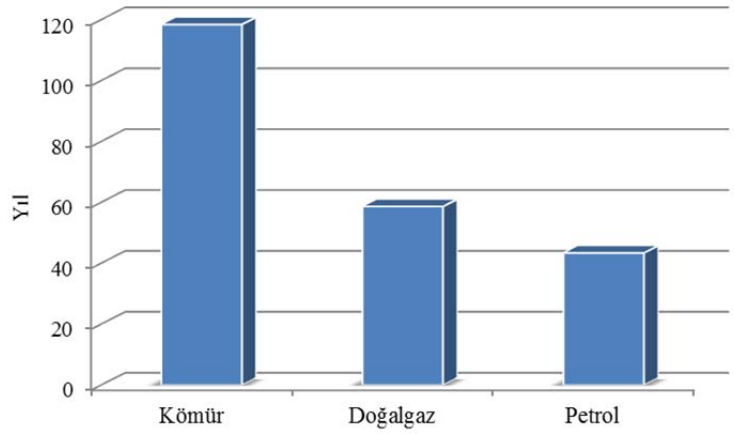
2. RANKINE BUHAR ÇEVRİMİ VE SÜPERKRİTİK GÜÇ SANTRALLERİ

Elektrik üretim teknolojilerinin birçoğunda, avantajlarından dolayı su buharı ana akışkan olarak kullanılmaktadır. Dolayısıyla buhardan elektrik üretmek amaçlı geliştirilmiş Carnot çevriminden uyarlanmış olan Rankine buhar çevrimi, dünya elektrik üretiminde en fazla kullanılmakta olan çevrim haline gelmiştir. Bu durum, Rankine çevriminde yapılacak olan araştırmaların önemini giderek arttırmaktadır.

Aynı şekilde kömür yakıtlı güç santralleri de elektrik üretimini Rankine buhar çevrimi kullanarak sağlamaktadır. Rankine çevriminin geliştirilmesi üzerindeki çalışmalar kömür santrallerini de önemli ölçüde etkileyecek, ve kömürün enerji üretimindeki yeri dolayısıyla dünya enerji arzı için önemli kazanımları beraberinde getirecektir. Şekil 2.1 'de gösterilmiş olan oranlara göre, dünya enerji ihtiyacının dörtte birinden fazlası, elektrik üretiminin ise yaklaşık %40'ı kömür madeni ile karşılanmaktadır. Ayrıca, kömürün bilinen rezervlerinin, 2010 yılı üretimlerine göre, 120 yıldan fazla bir süre yeterli olacağı tahmin edilmektedir. Bu süre Şekil 2.2'de verilmiş olan doğalgaz ve petrol için geçerli sürelerin sırasıyla yaklaşık iki ve üç katı olmaktadır.

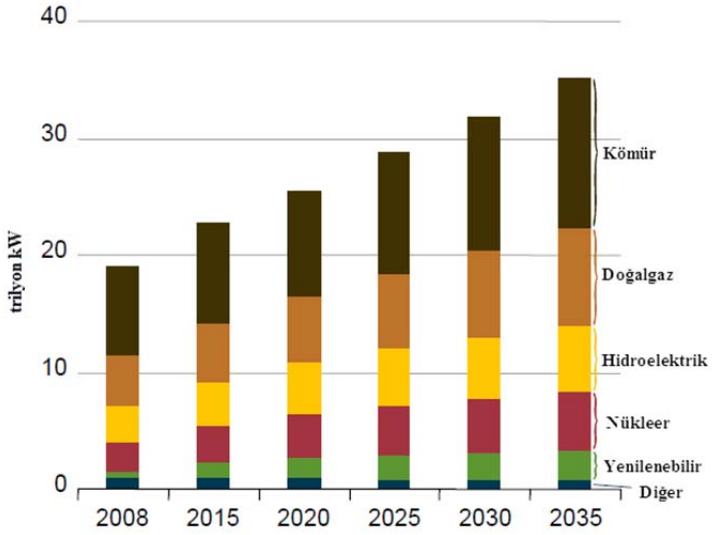


Şekil 2.1 : Dünya toplam birincil enerji tükerimi (solda) ve toplam elektrik üretimi payları (IEA, 2011b)



Şekil 2.2 : 2010 yılı üretimler ve 2010 yılı sonu rezervlere göre kullanım süreleri (BP, 2011)

Bu oranlar gözönünde bulundurulduğunda kömürün elektrik üretimindeki egemenliğinin artarak devam edeceği anlaşılmaktadır. Nitekim, Şekil 2.3'te dünya elektrik üretiminde kaynakların dağılımları ile 2008-2035 yılı projeksiyonlarında da bu durum kendisini göstermektedir.



Şekil 2.3 : Dünya elektrik üretimi 2008-2035 projeksiyonu (EIA, 2011)

Dolayısıyla, kömürden daha verimli ve çevre dostu enerji üretimi yapmak, enerji üreticileri ve karar vericiler açısından önemli bir hedef haline gelmiştir.

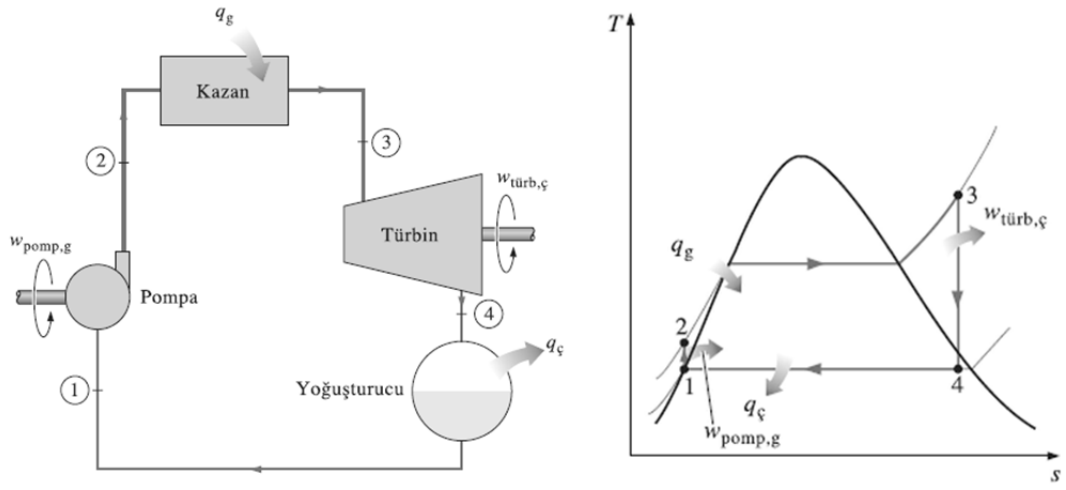
Bu bölümde, Rankine buhar çevriminin temel esasları açıklanarak, çevrim veriminin arttırılması amacıyla T-s diyagramı üzerinde incelemeler yapılmış ve süperkritik koşullarda çalışan kömür yakıtlı güç santralleri ele alınmıştır. Ayrıca, kömür yakıtlı

güç santrallerinin ana sistem ve ekipmanları tanımlanılarak kritik-üstü tip kazan ve buhar türbinlerindeki gelişmeler üzerinde durulmuş ve enerji ve ekserji analizi yapılacak olan "Atlas İskenderun Termik Santrali" hakkında bilgilere yer verilmiştir.

2.1 Termodinamik Çevrim

Buharlı güç santrallerinde, kullanılan yakıt ister kömür, ister doğalgaz veya nükleer yakıtlar olsun yakıt enerjisinin ortaya çıkarılmasındaki farklılıklar dışında santralde uygulanan çevrim ve çözümleme yöntemi aynı temele dayanmaktadır.

Tüm buharlı güç santrallerinde, su buharı belirli iki sıcaklık sınırı arasında çalıştığından, yapılan çözümleme Carnot çevrimine dayandırılmaktadır. İki sıcaklık arasında çalışan en yüksek verimli çevrim Carnot çevrimidir. Fakat Carnot buhar çevrimi buharlı güç santralleri için gerçekte uygulanabilir bir model olmamakta, dolayısı ile Carnot çevriminin uyarlanması ile ortaya çıkmış olan Rankine çevrimi kullanılmaktadır. Basit ve tersinmezliklerin olmadığı Rankine çevrimi Şekil 2.4 'de gösterilmiştir (Çengel ve Boles, 2007).



Şekil 2.4 : Basit ideal Rankine çevrimi ve T-s diyagramı

İdeal Rankine çevriminde, Şekil 2.4'deki numaralandırmaya göre, 1-2 pompadaki izantropik sıkıştırma, 2-3 kazanda sabit basıçta ısı geçişi, 3-4 türbinde izantropik genişleme ve 4-1 yoğuşturucuda sabit basınçta ısı atılmasını ifade etmektedir.

2.1.1 Rankine çevriminde verimin arttırılması

İdeal Rankine çevriminin ısıl verimi aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

$$\eta_{ısıl\ verim} = \frac{W_{net}}{q_g} \quad \textbf{(2.1)}$$

Ayrıca ısıl verim, 1 kWsa elektrik üretimi için gereken ısı miktarı şeklinde değerlendirilebilmekte ve buna '*ısı oranı*' ismi verilmektedir. Bu oran kJ/kWh cinsinden;

$$\text{Isı Oranı} = \frac{3600}{\eta_{ısıl\ verim}} \quad \textbf{(2.2)}$$

olarak ifade edilmektedir. Isı oranı ne kadar düşük ise çevrim verimi o kadar yüksek olarak değerlendirilmektedir.

Basit Rankine çevriminin ısıl verimini arttırmaya yönelik geliştirmeler Carnot çevrimi verimine dayanmaktadır. Yani çevrimdeki en düşük ve en yüksek sıcaklık arasındaki farkın artmasına bağlıdır. İdeal Carnot çevrimi verimi en yüksek sıcaklık T_{maks} ve en düşük sıcaklık T_{min} ile ifade edildiğinde ;

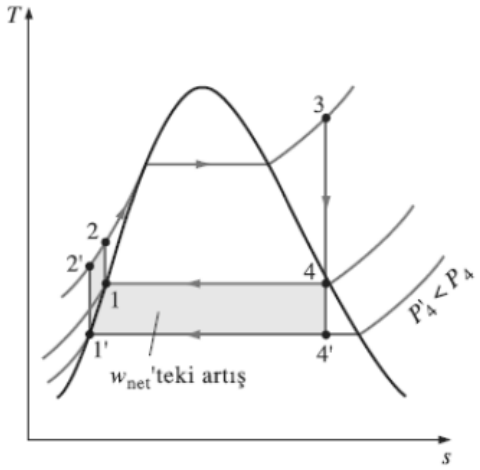
$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{maks}} \quad \textbf{(2.3)}$$

olmaktadır. Dolayısıyla Rankine çevriminde, akışkanın en yüksek sıcaklığa ulaştırıldığı kazanda sıcaklığın arttırılması ve en düşük sıcaklığa ulaşıldığı yoğuşturucuda ise sıcaklığın olabildiğince düşürülmesi istenir. Bu bağlamda çevrimde aşağıda iyileştirilmeler yapılabilir;

Yoğuşturucu basıncının düşürülmesi (vakum basıncının arttırılması); Düşük yoğuşturucu basıncı demek, yoğuşan buharın yoğuşma sıcaklığının düşürülmesi anlamına gelmekte olup, çevrim verimini arttırmaktadır (Şekil 2.5).

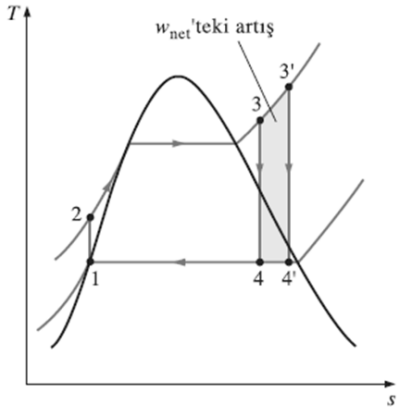
Yaygın buhar tasarım koşullarında yoğuşturucu basıncının 6,8 kN/m^2 'den 3,4 kN/m^2 'ye düşürülmesi ile 4 - 5% 'lik bir verim artışı sağlanabilmektedir. (Haywood, 1991, sf.101)

Yoğuşma sıcaklığınının belirlenmesinde, yoğuşturma işlemi için kullanılan soğutma suyu sıcaklığı, yoğuşturucu yüzey alanının ekonomik açıdan optimum büyüklüğü ve buhar türbininin son kademelerinin tasarımı parametreleri etkili olmaktadır. Buhar türbininin son kademelerinde, buharın kuruluk derecesi giderek azalmakta ve oluşan su tanecikleri türbin kanatlarında aşınma sorununu ortaya çıkarmaktadır.



Şekil 2.5 : Vakum basıncının arttırılmasının ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi

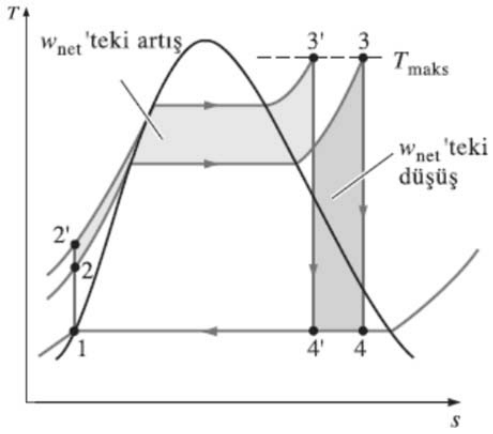
Türbin giriş buharının kızdırılması; Buhar basıncı ve yoğuşturucu basıncı sabit tutularak kazanda buharın sıcaklığının kızgın buhar bölgesinde daha yüksek değerlere ulaşması ile çevrimin yaptığı iş arttırılır (Şekil 2.6)



Şekil 2.6 : Kazanda buharın daha yüksek sıcaklıklara kızdırılmasının ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi

Kızdırma sonucunda buharın kuruluk derecesinin arttığı görülmektedir. Pratik uygulamalarda, buhar sıcaklığının 450 °C 'den 550 °C 'ye çıkarılması verimde yaklaşık 7% 'lik bir artış ortaya çıkarmaktadır. Fakat buharın kızdırılabileceği sıcaklık, malzeme dayanımı ile sınırlı olmaktadır. 565 °C'nin üstünde yüksek mukavemetli ve maliyeti yüksek olan östenitik çelik malzeme kullanmak gereklidir. Yüksek sıcaklıklarda buhar üretimi ve kullanılan malzemeler ile ilgili olarak Bölüm 2.3.1.'de daha detaylı bilgi verilmiştir.

Kazan buhar basıncını arttırılması; Türbin giriş sıcaklığı ve vakum basıncı sabit tutularak, buhar basıncı arttırıldığında, kazanda buharın doyma basıncını artacak, fakat buhar türbini çıkışında buharın kuruluk derecesi azalacaktır. Bu durumda çevrim sola doğru kayacaktır (Şekil 2.7).



Şekil 2.7 : Kazandaki buhar basıncının yükseltilmesinin ideal Rankine çevrimi üzerindeki etkisi

Gerçekte, yani türbin izantropik veriminin 100% olmadığı durumda, kuruluk derecesinin azalması türbin izantropik verimini arttırmaktadır. Tüm bu koşullarda tasarım basıncının 50 bar 'dan 80 bar 'a yükseltilmesi çevrim veriminde 3% puanlık bir artış getirecektir. Fakat bu etki lineer değildir, örneğin 80 bar 'da iken basınç arttırılmaya devam ettirilerek 110 bar 'a getirildiğinde verimde 1,5% 'luk bir artış olacaktır (Haywood, 1991).

Ara ısıtma uygulaması; Türbin son kademesindeki kuruluk derecesini azaltmadan yukarıda anlatılan yüksek kazan basıncı nedeniyle sağlanan verim artışından yararlanmak için buhar türbini iki kademe olarak genişletilebilir ve kademeler arasında soğuyan buhar kazana tekrar gönderilerek ara ısıtma uygulanabilir (Şekil 2.8).

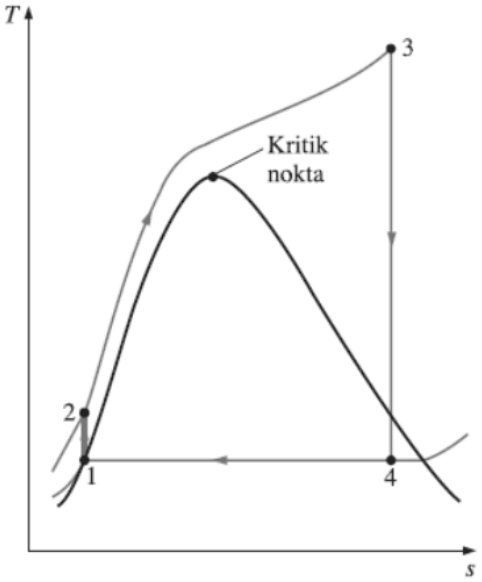
Ara ısıtma sayısı arttırılarak ara ısıtma sırasındaki ortalama sıcaklık arttırılabilir, ve en yüksek sıcaklıkta ideal ısı alışverişi durumuna yaklaşılır. Fakat iki kademeden fazla ara ısıtmanın yapılması ekonomik olmamaktadır. İkinci ara ısıtma kademesi ile sağlanan verim tek kademe ile sağlanan verimin yaklaşık olarak yarısı olabilmektedir. En uygun ara ısıtma basıncı buhar basıncının yaklaşık dörtte biri olmalıdır (Çengel ve Boles, 2007)



Şekil 2.8 : İdeal bir ara ısıtmalı Rankine çevrimi

Ara buhar alarak besi suyunun ısıtılması; Basıncın arttırılması ile doyma sıcaklığı yükselmiş ve çevrime ısı girişinin sağlandığı ortalama sıcaklık arttırılarak verim artışı sağlanmıştı. Rankine çevriminde, ısı girişinin ortalama sıcaklığı çevrimdeki en yüksek sıcaklığa yaklaştıkça verim artışı gözlenmektedir. Isı girişindeki ortalama sıcaklığı arttırmanın bir diğer yolu da besi suyunun ısıtılmasıdır. Bu ısıtma türbinden ara buhar alarak veya kazandan doymuş veya kızgın buhar alınarak yapılabilir. Türbinde genişleyen buharın bir bölümü belirli noktalarda türbinden dışarı alınır ve besleme suyunun ısıtılmasında kullanılır. Bu işleme "*rejenerasyon"*, kullanılan ısı değiştiricisine de "*besleme suyu ısıtıcısı"* veya "*rejeneratör*" ismi verilmektedir. İki tip ısıtıcı bulunmaktadır. Açık besleme suyu ısıtıcısı iki akışın birbirine karıştığı, kapalı besleme suyu ısıtıcı ise akışkanların birbirine karışmadığı şekilde çalışmaktadır. Besleme suyu ısıtıcısının sıcaklığı ve sayısının belirlenmesi, çevrimde buhar türbini genişleme prosesindeki sıcaklık aralığının belirli bir oran dahilinde bölünmesi ile saptanır. T.Srinivas ve diğ. (2007) tarafından bu konu üzerinde çalışmalar yapılmış, matematiksel olarak optimum sıcaklık ve ısıtıcı sayısını veren bağıntılar geliştirilmiştir.

Kritik-üstü basınçlarda çalışma; Çevrimde buhar basıncının kritik basıncın (P > 221 bar) üzerine çıkması ile fosil yakıtlı santrallerde 40% 'ların üzerine, nükleer santrallerde ise 34% ısıl verimlere ulaşılmaktadır. Şekil 2.9'de kritik basınç üzerinde çalışan örnek bir ideal Rankine çevrimi sunulmuştur.



Şekil 2.9 : Kritik basınç üzerinde çalışan bir ideal Rankine çevrimi

2.2 Süperkritik Güç Santralleri

Bir saf maddenin hem sıcaklığı (T), hem de basıncı (P) kritik değerlerinin üzerinde ise '*kritik üstü'* veya '*süperkritik*' akışkan olarak adlandırılmaktadır. Su için kritik nokta 22.1 MPa ve 374 °C 'dir (Şekil 2.10).

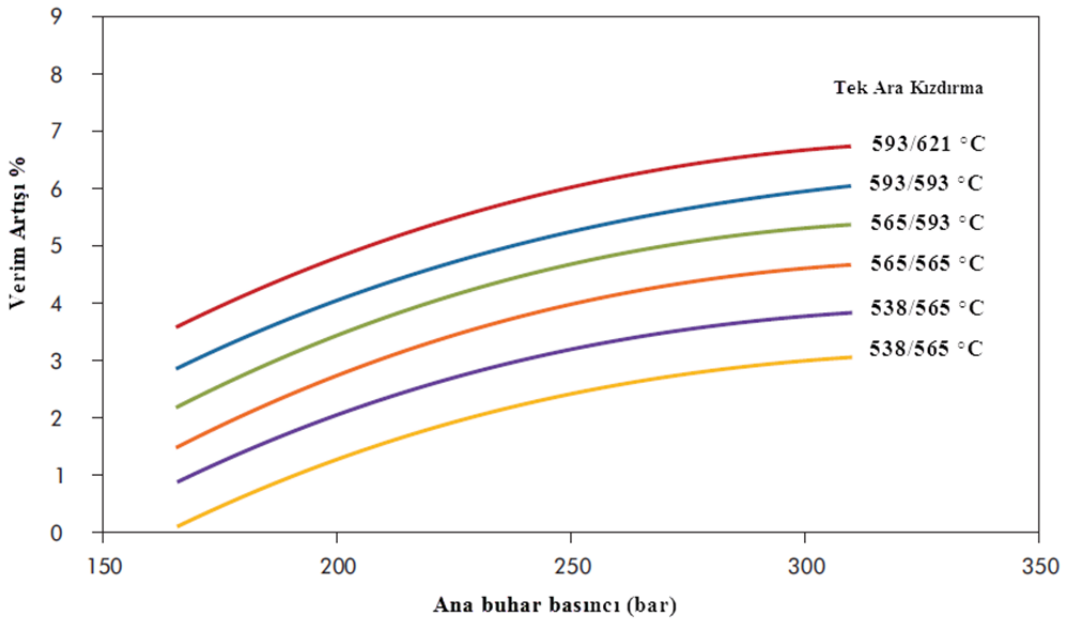


Şekil 2.10 : Su için basınç ve sıcaklık eksenli faz diyagramı ve süperkritik bölge

Kritik nokta basıncından daha yüksek basınçlarda suyun sıcaklığı arttırıldığında, su için bir kaynama noktası olmamakta ve su, yaş buhar fazına geçmeden doğrudan kuru buhar haline dönüşmektedir. Şekil 2.10' daki faz diyagramında görüldüğü üzere, kritik nokta sıcaklığına ulaşıldıktan sonra basınç değeri ne kadar arttırılırsa arttırılsın, su sıvı hale geçmemektedir.

Yaygın olarak kritik-altı buhar çevrimleri 150 ile 180 bar basınç ve 540 ile 565 °C sıcaklığında kızgın buhar üretirken, süperkritik santrallerde 245 bar basınç ve 540-570 °C sıcaklıklarda kızgın buhar üretilmektedir. Ultra-süperkritik santraller ise 600 °C ve üstü sıcaklıklarda çalışmaktadırlar. Bir kritik-altı santralin ultra-süperkritik koşullara çevrilmesi ile verimde 4 ila 6 % 'lık bir artış sağlanabilmektedir. (IEA, 2011a)

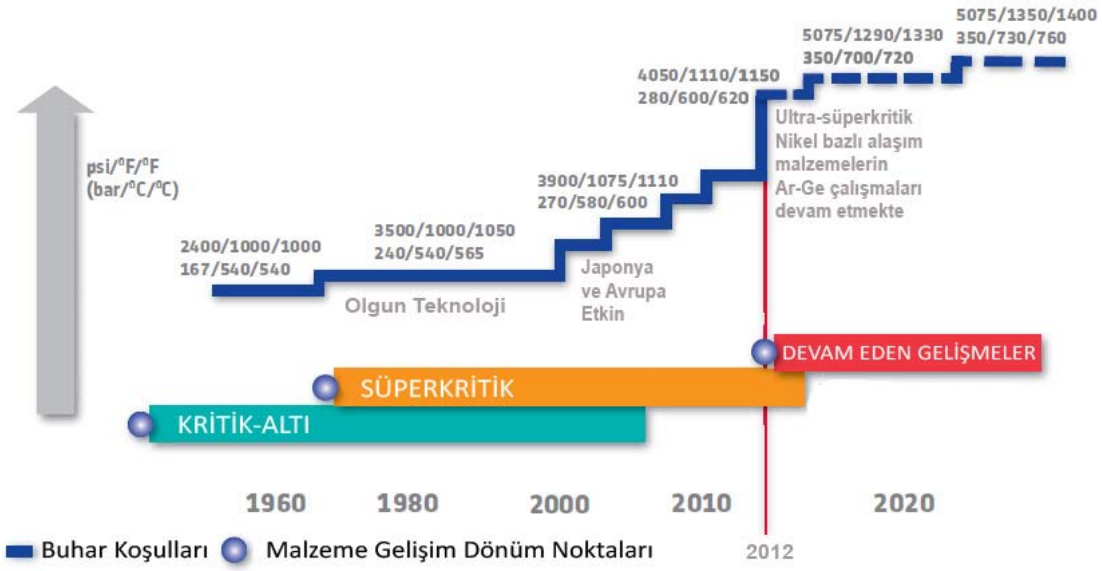
Şekil 2.11'de tek ara kızdırmada farklı buhar koşulları için çevrim veriminin değişimi karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.11 : Farklı sıcaklıklarda çevrim basıncı değişimi ile verim artışı (IEA,2010)

Süperkritik santral teknolojisi ilk olarak A.B.D.'de geliştirilmiştir. İlk süperkritik ünite olan Eddystone, 1959 yılında A.B.D'de kurulmuştur. Çift ara kızdırmalı ve 345 bar, 650 °C buhar koşulları için tasarlanan santral, malzeme problemlerinden dolayı tasarlanan sıcaklık ve basınçta çalıştırılamamıştır. Karşılaşılan bu tip problemlerden dolayı, A.B.D. kritik-altı koşullarda santraller kurmaya devam etmiş, süperkritik teknolojisinin gelişimini Japonya, Çin ve Avrupa ülkelerine bırakmıştır (Şekil 2.12).

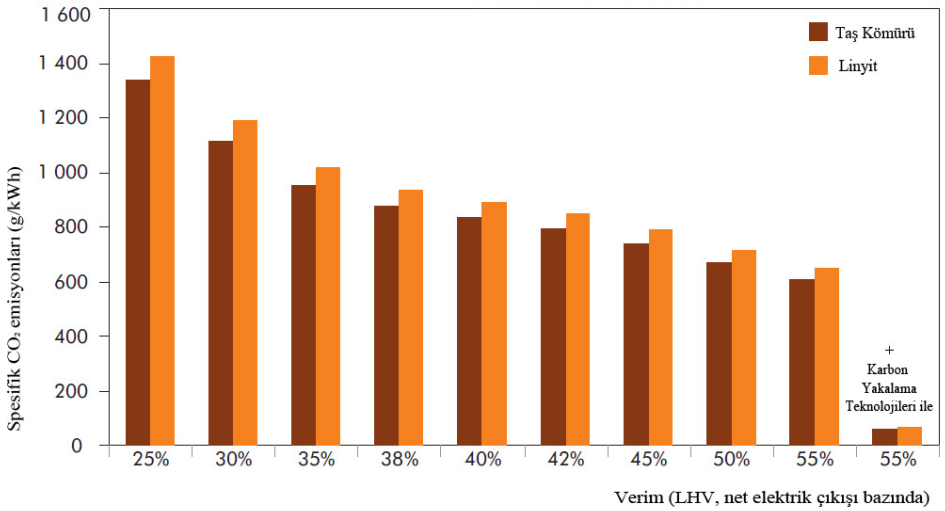
Son 10 yıl içerisinde Japonya'da yapılan büyük kapasiteli süperkritik santraller 565 °C ve 600 °C' lere ulaşmakta ve herhangi bir malzeme dayanım problemi yaşamamaktadırlar. Çevresel ve ekonomik yararları ve kanıtlanmış güvenliği ile yeni nesil süperkritik teknolojisi bir çok ülkede yeni kurulan santrallerde uygulanmaktadır.



Şekil 2.12 : Gelişen buhar ve malzeme koşullarının tarihsel süreci (Alstom, 2009 'dan uyarlanmıştır.)

2.2.1 Süperkritik güç santrallerinin avantajları

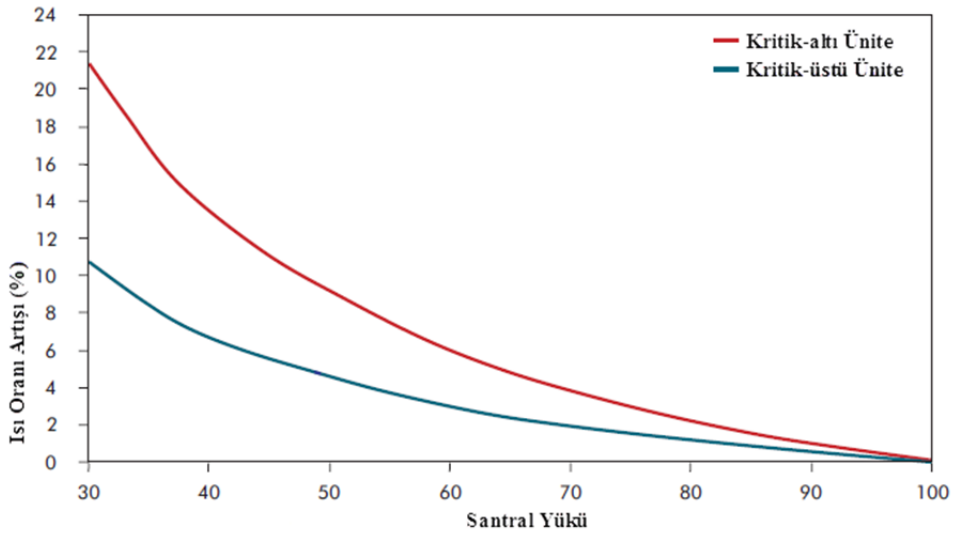
Çevre regülasyonlarının daha sıkı hale geldiği günümüzde, temiz teknolojiler ile güç üretimi yapmak önemli hale gelmiştir. Süperkritik güç santralleri yüksek enerji verimleri sebebiyle çevre dostu ve modern bir teknoloji olarak sunulmaktadır. Alt ısıl değeri gözönünde bulundurulduğunda çevrim verimleri 40%' lardan 45%'lerin üzerine kadar çıkarılmaktadır. Verimdeki bir puanlık artış CO_2, NOx SOx emisyonlarında yaklaşık iki puan azalma anlamına gelmekte ve büyük avantaj sağlamaktadır. Şekil 2.13' de verimin artışı ile CO_2 emisyonundaki azalma ifade edilmiştir.



Şekil 2.13 : CO_2 emisyonları ile net santral verimi arasındaki ilişki (IEA,2010)

Bunların dışında süperkritik teknolojisinin birçok artısı vardır;

1. Daha yüksek enerji verimi dolayısıyla birim elektrik üretimi için gereken yakıt maliyetleri azalmaktadır.
2. Kritik-altı santrallerle karşılaştırıldığında devreye girme süresinin düşük olması operasyon kolaylığı sağlamaktadır.
3. Ara yüklerde daha az verim kaybı ile çalışma, operasyon ve kontrol kolaylıkları sunmaktadır. Şekil 2.14'ta ara yüklerde çalışmanın ünite ısı oranlarını nasıl etkilediği görülmektedir.



Şekil 2.14 : Ara yüklerde çalışmanın ısı oranına etkisi (IEA,2010)

4. Basıncın değiştirilmesi ile yük kontrolü yapılabilmesi;

   Elektrik piyasası koşullarından dolayı termik santrallerde santralin belirli bir sezonda veya gün içerisinde 100% kapasite çalıştırılması istenmeyebilir ve yük değişimleri gerekebilir. Ara yüklerde çalışma için santral ekipmanlarının bu yeteneğe sahip olarak tasarımlanması gereklidir. Geleneksel olarak sabit basınç operasyonlu termik santrallerde yük kontrolü yapmak için türbin girişindeki kontrol vanası kullanılmaktadır. Kontrol vanasının kısma veya açması ile buhar akışı ve dolayısıyla elektrik yükü kontrol edilir. Fakat süperkritik ve tek geçişli tip kazanlarda bir avantaj olarak buharın basıncı ile kontrol yapılabilmektedir. Bu durumda türbin girişindeki vana devamlı olarak açık kalmakta ve kısma işleminden dolayı herhangi bir kayıp oluşmamaktadır.

Yük kontrolü buhar basıncı düşürülerek türbin girişindeki volümetrik debi sabit tutularak yapılabilmektedir. Sabit basınç operasyonuna göre, değişken basınç operasyonu parçalı yüklerde termodinamik olarak daha verimli olmaktadır, çünkü;

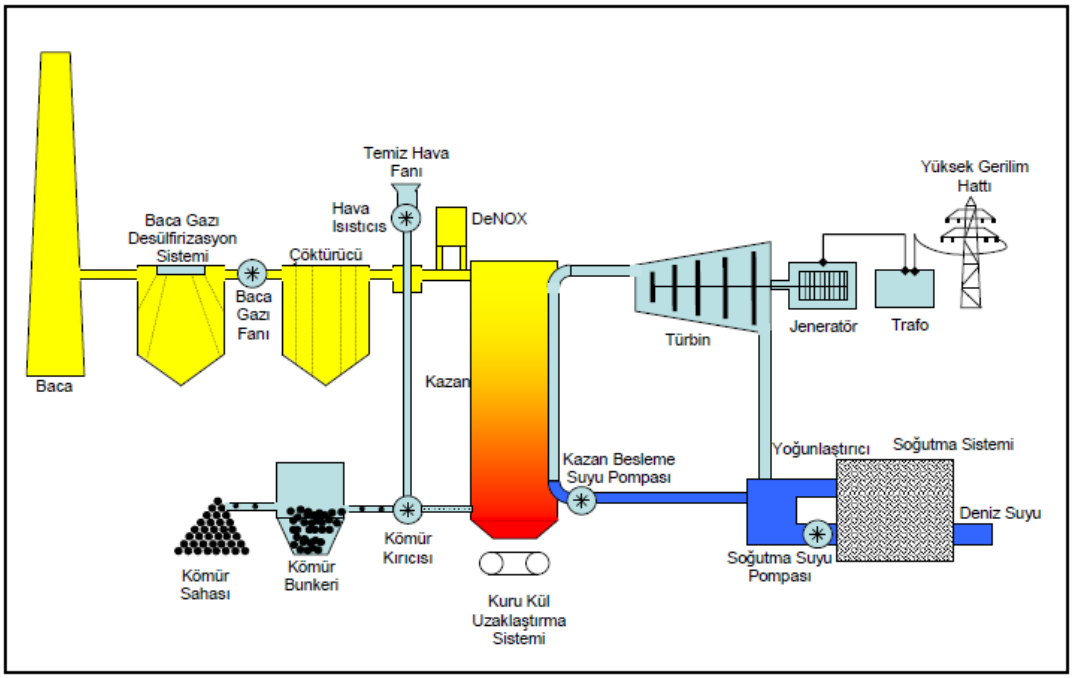
a. Herhangi bir kısma işlemi yapılmamaktadır, dolayısıyla kısma yüzünden bir kayıp yaşanmamaktadır.
b. Yüksek basınç türbin kanatları girişinde sıcaklık farkı daha düşük olmaktadır.
c. Besi suyu pompası daha az güç tüketmektedir.
d. Yüksek basınç türbini çıkış buharının sıcaklığı daha yüksektir.

5. Süperkritik ünite maliyetlerinin kritik-altı santrallere göre çok yüksek olmaması ayrıca diğer temiz kömür teknolojilerine göre ise maliyetlerin daha düşük olması ekonomik yönden de süperkritik üniteleri uygulanabilir yapmaktadır.
6. Biyo-yakıt ile ek yanmaya ve CO_2 yakalama gibi teknolojiler ile uyumlu olması gelecekte daha verimli ve çevre etkisi minimuma indirilmiş santraller vaad etmektedir.

Özetle süperktirik teknoloji, yüksek verimli, en uygun çevre kontrol teknolojilerine sahip ve daha az kömür yakarak çevre kirliliği seviyesini azaltabilecek santral teknolojisidir.

2.3 Süperkritik Güç Santrallerinde Sistem ve Ekipmanlar

Geleneksel kömür santralleri ile aynı prensipte çalışan süperkritik sistemlerde temel olarak, kömürde bulunan kimyasal enerji, yakma tepkimesi vasıtasıyla arıtma işlemleri sonrası saflaştırılmış suyu, kritik-üstü basınç ve sıcaklığa çıkararak ısıl enerjiye dönüştürür. Ardından buhar türbinine gönderilen yüksek sıcaklık ve basınçtaki kızgın buhar, türbinde genişleyerek türbin kanatlarını çevirir ve ısıl enerji mekanik enerjiye dönüştürülmüş olunur. Sonrasında, türbin ile aynı mile bağlı olan jeneratörün dönme hareketi sonucu oluşan manyetik akım ile de elektrik enerjisi üretilir. Şekil 2.15'de santralin genel akış şeması verilmiştir. Kömür hazırlama sistemi, çöktürücü ve baca gazı sülfür giderme sistemi ile NOx giderici sistemler genel akış şemasında gösterilmiştir.



Şekil 2.15 : Santralin genel akış şeması

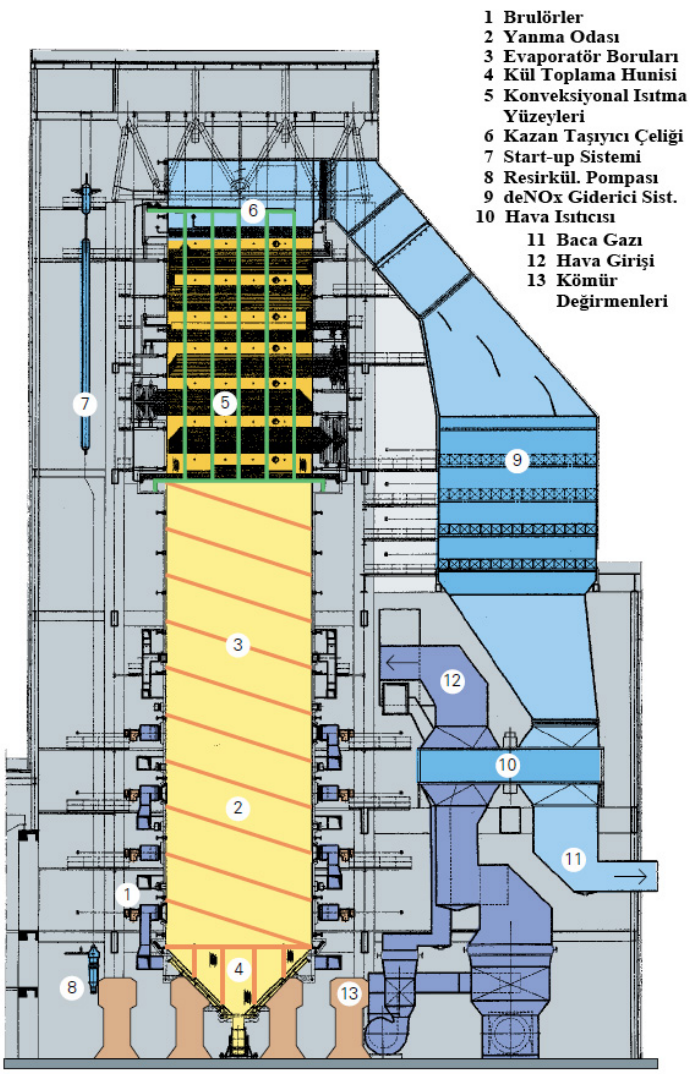
Santrallerde, buhar çevriminde kullanılan ana sistem ve ekipmanların yanında, bu sistem ve ekipmanlara yardımcı birçok alt sistem bulunmaktadır. Ana ekipman ve sistemler ile birlikte yardımcı bu sistemler aşağıdaki başlıklarda ele alınmıştır.

2.3.1 Süperkritik kazan ve pulverize yakma teknolojisi

Santralde buhar üretiminin yapıldığı kazan ekipmanı, ısıl enerjinin üretildiği ve akışkana aktarıldığı yerdir.

Bu anlamda süperkritik kazan, santraldeki buhar türbini ile beraber en önemli ekipmanlardan biri olmaktadır.

Süperkritik koşullarda kazandaki akışkanın bir ara geçiş fazı olmadığından dolayı kritik-altı santrallerdeki gibi suyun ve buharının dengede olduğu bir "buhar domu" bulunmamaktadır. Bu tip kazanlar, 1923 yılında ilk ticari uygulamasının Mark Benson tarafından yapılması sebebiyle "*tek geçişli*" veya "*Benson tipi*" kazanlar olarak anılmaktadır. Benson tipi kazan, süperkritik ve değişken basınç operasyonu koşullarında çalışmaya olanak sağlayan ilk tek geçişli tip kazandır. Şekil 2.16'te tipik bir süperkritik Benson kazanının resmi sunulmuştur.



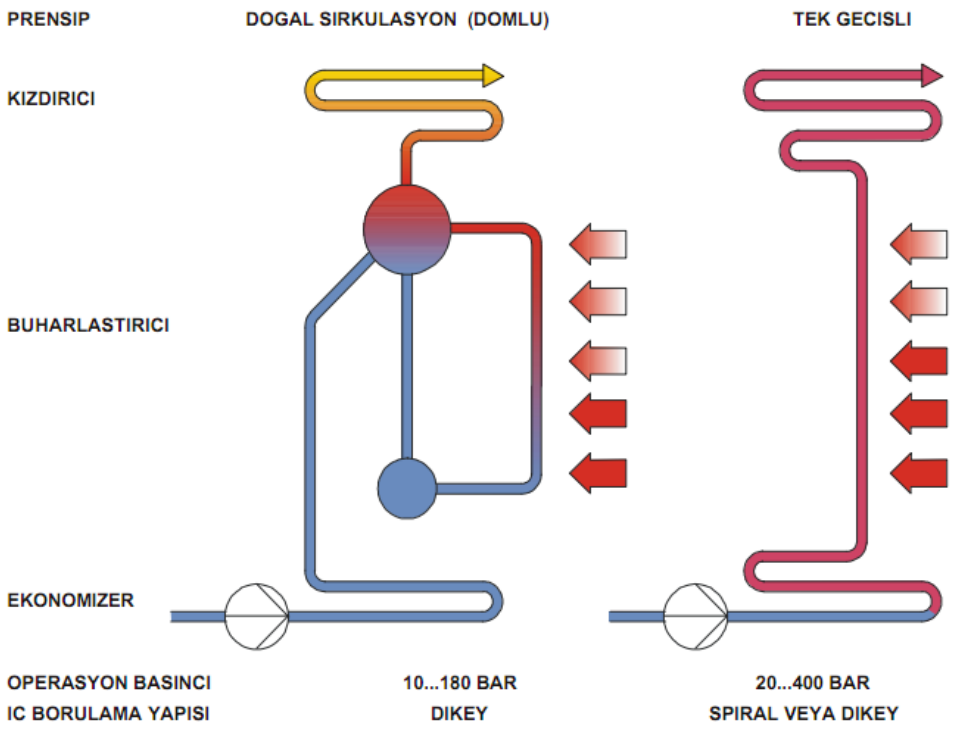
Şekil 2.16 : Tek geçişli Benson tipi buhar kazanı (Klein ve diğ.,2002)

Benson tipi kazan ve doğal sirkulasyonlu kazanların, sirkulasyon ve iç borulama yapıları da Şekil 2.17'da karşılaştırılmıştır.

Benson tipi kazanlar tek geçişli olmaları sebebiyle, Bölüm 2.2.1, Madde 4'te bahsedilmiş olan değişken basınç uygulamasına imkan sağlamaktadırlar.

Tek geçişli kazanlar ile domlu kazanların bazı özellikleri aşağıda sunularak karşılaştırılmıştır.

1. Tek geçişli kazanların süperkritik koşullarda verimleri domlu tip kazanlara göre daha yüksektir. Fakat kritik-altı koşullarda verimler aynı olmaktadır.



Şekil 2.17 : Doğal sirkulasyonlu ve tek geçişli kazanın karşılaştırılması (Foster Wheeler Development Co.'dan uyarlanmıştır.)

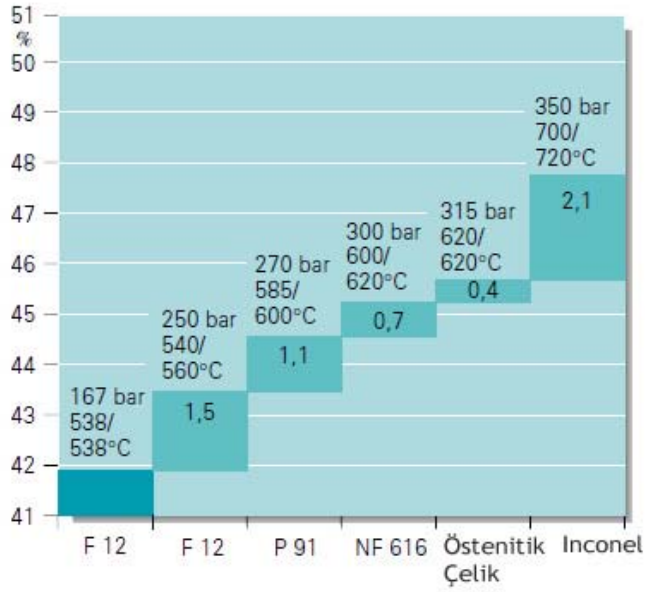
2. Tek geçişli kazanlarda buhar domu ("*drum*") bulunmadığından, değişken basınç uygulamasına imkan tanınmakta ve kazan içerisinde daha az su bulundurulduğundan farklı durumlara daha hızlı cevaplar verilebilmektedir.

3. Aynı kapasitede domlu tip kazanlara göre, tek geçişli kazanların 5 - 8% daha fazla güç tüketimi bulunmaktadır. Bunun nedeni domlu tip kazanlarda doğal sirkülasyon, tek geçişli kazanlarda ise zorlanmış sirkülasyon bulunmasıdır. Fakat tek geçişli kazanlarda ara yüklerde besi suyu pompası için gerekecek güç azalacağından, domlu tip kazanlara göre daha az tüketim ortaya çıkacaktır.

4. Tek geçişli kazanların kontrolleri ve devreye almaları domlu tip kazanlara göre daha kolay ve pratiktir. Ayrıca hem besi suyu, hemde yakıt ile ihtiyaç olunan santral yükü ayarlanabileceğinden daha yedekli bir sistemdir. Domlu tip kazanlardaki karmaşık kontrol algoritmasına ihtiyaç yoktur.

5. Tek geçişli kazanların ömür boyu maliyetlerinin, domlu tip kazanlara göre daha yüksek olacağı tahmin edilmektedir.

Bir başka konu da, kazanda yüksek basınç ve sıcaklıkları sağlamak için kullanılan malzemelerin gelişimidir. Şekil 2.18'te farklı buhar koşulları için kullanılan ve geliştirmeleri devam eden bazı malzemeler santral verimleri ile birlikte sunulmuştur.



Şekil 2.18 : Farklı buhar koşulları için kazanda kullanılan malzemeler ve santral veriminin değişimi (Klein ve diğ.,2002)

Mevcut kurulmakta olan santrallerde ana buhar sıcaklığında 585 °C ve yeniden kızdırma sıcaklığında 600 °C 'lere dayanıklı malzemeler kullanılmakta ve ilerleyen zamanlarda 630 °C beklenmektedir. Nikel bazlı alaşımların kullanılması ile 700 °C'ler için geliştirmeler devam etmekte ve santral verimlerinde 50%'lere ulaşmak hedeflenmektedir.

Geliştirilmekte olan malzemeler için en önemli nokta, kazan imalatının yapılabilmesi için bu malzemeler ile ilgili kaynak teknolojilerininde geliştirilmesidir. Bu alanda yapılan çalışmalarda TIG kaynak metodu üzerinde durulmaktadır.

Ayrıca malzeme mukavemetine ek başka bir konu da borular içindeki buharın oksidasyonudur. Kazan ana buhar borulaması ve kızdırıcıda kullanılan malzemelerin buhar oksidasyonuna direnç gösterici olması gereklidir. Oksidasyon miktarının artması boruda kırılma veya kopmalara neden olabilmektedir. Son yıllarda, yüksek mukavemet ve sıcaklık dayanımları, ösnetitik olmayan nikel bazlı alaşımların da geliştirilmesi ile mümkün olmaktadır. Bu sayede buhar oksidasyonu da minimuma indirilmektedir.

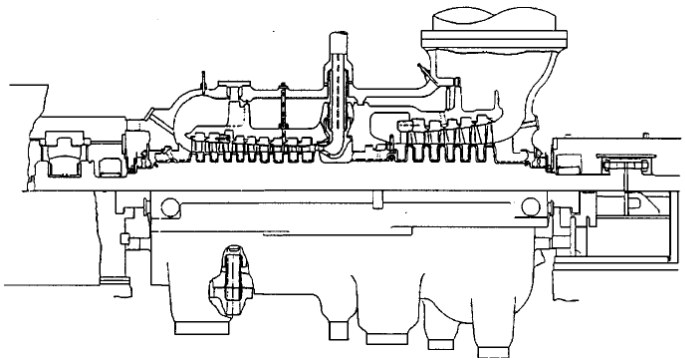
Süperkritik santrallerde genelllike pulverize kömür yakma teknolojisi kullanılmaktadır. Bu teknoloji, tüm dünyada başarılı uygulamaları bulunan, güvenilirliği ve yanma veriminin üstünlüğü ile dünyaca kabul görmüş bir uygulamadır. Pulverize kömür kazanlarında; mikron mertebesindeki kömür tanecikleri brülörler vasıtasıyla kazana girerek yanmaya başlar. Kömür tanecikleri pudra boyutunda olduğu için kömür yanma verimi çok yüksek olmaktadır. Bu sayede kazan içerisinde sıcaklık 1300 °C 'lere kadar çıkmaktadır.

Ayrıca, yeni geliştirmeler ile diğer bir temiz kömür yakma teknolojisi olan akışkan yataklı tipte kazanlarda da süperkritik koşullara ulaşılmıştır. Fakat bu tip kazanların kapasitesi henüz pulverize tip süperkritik kazanların kapasitelerine ulaşılamamıştır ve bu konuda gelişim devam etmektedir.

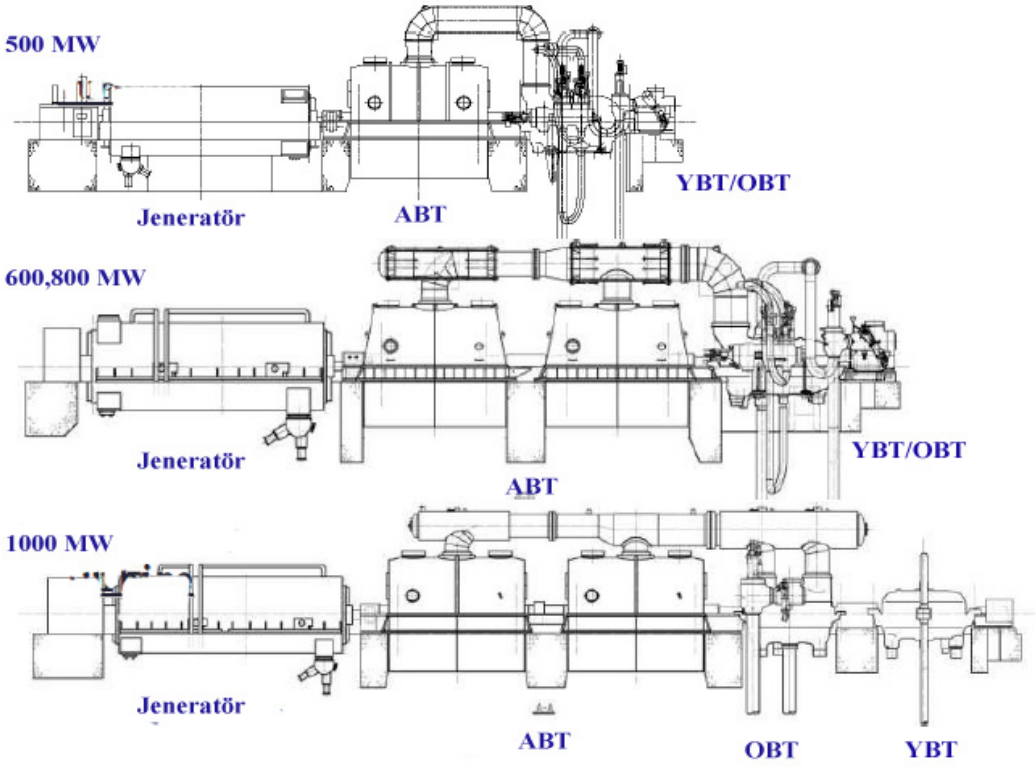
2.3.2 Buhar türbini

Santralde ısıl enerjinin mekanik ve elektrik enerjisine dönüştürüldüğü ekipmandır. Rankine çevriminden en fazla verimi elde etmek için kademeli olarak tasarımlanmaktadır. Yüksek basınç türbini kademesinde kazan çıkışındaki ana buhar genişleyerek bir iş üretmekte ve ısıtılmak üzere tekrar kazana gönderilmektedir. Tekrar kızdırılan buhar bu sefer, türbinin orta basınç kademesinde genişleyerek bir iş üretir ve alçak basınç türbinine iletilir. Alçak basınç türbininde basınç ve sıcaklığı düşmüş olan buhardan tekrar bir iş elde edilir ve bu buhar yoğuşturucuya aktarılır.

Kapasitelerine göre santraller, Rankine çevriminden en fazla verimin sağlanması amacıyla, tek ara kızdırıcılı, çift ara kızdırıcılı ve besi suyu rejeneratif ısıtmalı olabilmekte, dolayısıyla buhar türbini tasarımları da değişim göstermektedir. 600 MWe 'lik bir kapasite için yapılan birçok uygulamada yüksek basınç ve orta basınç türbinleri tek gövdede birleştirilmektedir. Alçak basınç türbini ise bir veya iki adet ve çift-akışlı olarak imal edilmektedir. YB/OB türbinlerinin birlikte bulunduğu kesit resmi Şekil 2.19'te ve türbin kapasitelerine göre uygulanan kademe yapıları Şekil 2.20'de basitleştirilerek verilmiştir.



Şekil 2.19 : Tek gövdede yüksek basınç ve orta basınç türbinleri (GE, 1996)



Şekil 2.20 : 500 ile 1000 MW arası türbinlerin kademe konfigurasyonları

Verim artırma çalışmalarında buhar koşullarının yükseltilmesi, beraberinde yüksek sıcaklık ve basınçlarda çalışabilecek buhar türbinlerinin imal edilmesi gereksinimini doğurmaktadır. Bu da buharın temas ettiği türbin iç gövdesi ve kanatların sıcaklık ve basınç dağılımlarının analiz edilerek en az 200000 saatlik çalışma ömrünü sağlayabilecek malzemelerin optimizasyonu ile belirlenmektedir. Dolayısıyla tasarımda buhar türbini malzemelerinin belirlenmesinde malzemelerin yorulma mukavemetleri önem kazanmaktadır.

Süperkritik ve ultra-süperkritik koşullardaki buharlarda, ana buhar basınç değerleri yüksek basınç türbin gövdesinde, yeniden kızdırma sıcaklığı ise orta basınç türbin gövde ve kanatlarında malzemeleri belirleyici önemli kriterlerdir.

Alçak basınç türbinleri için ise özel bir tasarım ve malzeme ihtiyacı bulunmamakta ve kritik-altı santrallerde kullanılan türbin tasarımı esas alınabilmektedir. Günümüzde türbin gövdelerinde 9-12% Krom ihtiva eden martensitik malzemeler, yüksek sıcaklık ile temas edene türbin girişindeki kanatlarda ise nikel bazlı alaşımlar veya yüksek mukavemetli östenitik çelikler kullanılmaktadır.

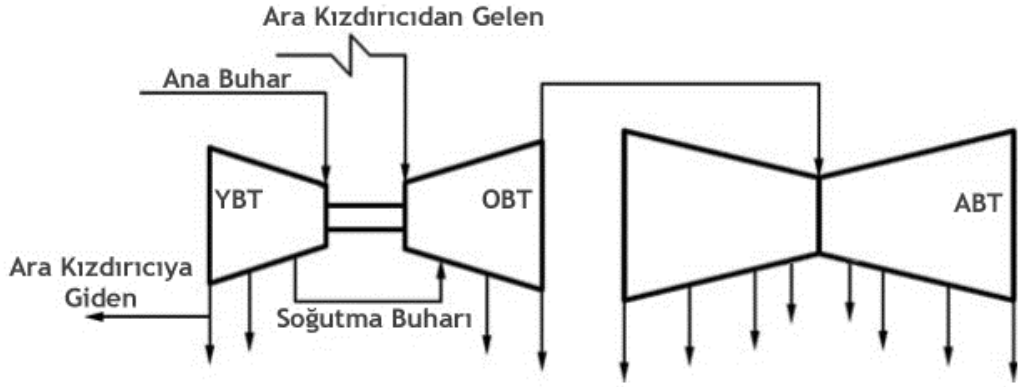
2.3.2.1 Türbin Rotorunun Soğutulması

Yüksek sıcaklıklarda gelişmiş ve pahalı malzemeler kullanılmasını sınırlamak için, ana buhar sıcaklığı sabit tutularak türbinlerin soğutulması yapılabilmektedir. Daha önce gaz türbinlerinde yapılan bu sistem, buhar türbinlerinde de uygulanabilmektedir. Bu sistemlerde ana prensip, türbinde termal yüklerin en yüksek derecelere ulaştığı yerlere, akış sıcaklığınından daha düşük bir sıcaklıkta başka bir akış gönderilerek soğutma yapmaktır. Bu sayede türbin üzerindeki soğutma için yapılan kanalın geometrisine bağlı olarak türbin bileşenlerinin ısı transfer miktar ve dağılımları değişmekte dolayısıyla daha düşük termal gerilimler ortaya çıkmaktadır.

Fakat çoğunlukla soğutma için türbine gönderilen soğutma akışı, ana buhar akışı ile karışmakta ve termodinamiksel olarak türbin verimine negatif etki yapmaktadır. Yani termal gerilimlerinin azaltılması amaçlanırken bir yan etki olarak termodinamik performans azalmaktadır. Bu yüzden termodinamik analizlerde daha doğru sonuçlara ulaşmak için, eğer türbinde rotor soğutması var ise bu akış gözönünde bulundurulmalıdır.

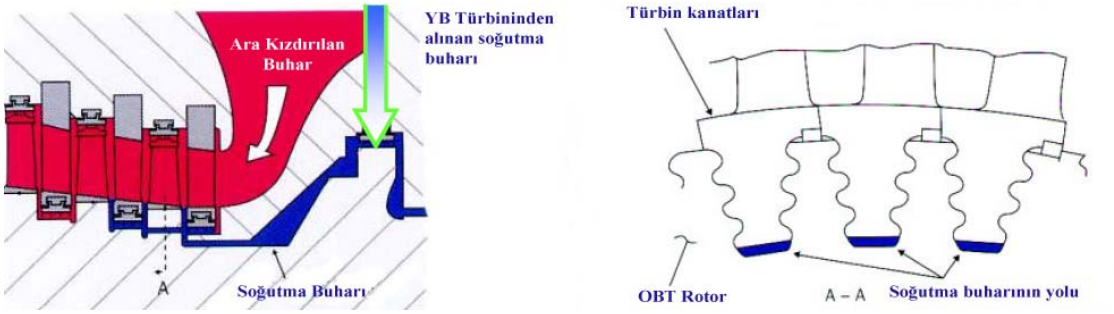
Kosman (2010), bu konuda ile ilgili makalesinde, soğutma akışının süperkritik buhar çevrimleri üzerindeki performans etkisini ve termal gerilmeleri incelemiş, yüksek basınç türbinine farklı miktarlarda soğutma buharı gönderildiğinde türbin yüzey sıcaklıklarını ölçmüş ve farklı buhar sıcaklıkları için performans etkisini izlemiştir.

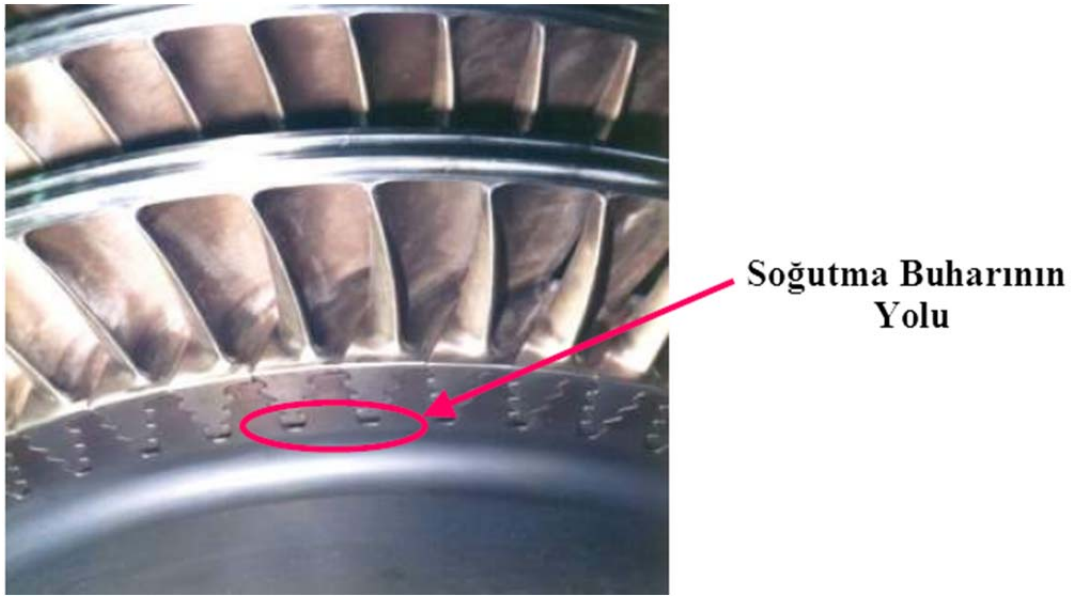
Analizi yapılacak olan sistemde rotor soğutması sadece orta basınç türbini için mevcuttur. Soğutma akışı yüksek basınç türbininden alınmaktadır (Şekil 2.21).



Şekil 2.21 : Orta basınç türbininin soğutma buharı

Yüksek basınç türbininden alınan soğutma buharı özel bir kanal geometrisinden gönderilerek türbin rotorunu soğutmaktadır (Şekil 2.22).





Şekil 2.22 : Yüksek basınç türbininden alınan orta basınç rotor soğutma buharının yolu (Mitsubishi, 2008'ten uyarlanmıştır).

2.3.3 Kömür hazırlama ve besleme sistemi

Yakılacak olan kömürün madenden alınıp kazana girene kadar olan sürecinde kullanılan ekipmanlardan oluşur.

Kömür toplama alanından getirilen kömür, taşıyıcı bantlar yardımıyla kırıcılardan geçirilerek aşamalı olarak 10 mm'den daha küçük parçalara ayrılır. Bu arada kömürün içerisinde olabilecek metal parçalardan arındırılması için manyetik seperatörler kullanılabilir.

Kömür parçacıkları kazana gönderilmeden önce kömür bunkerlerinde depolanır. İç yüzeyleri düzgün ve aşınmaya karşı dayanıklı çelikten üretilen kömür bunkerleri, kazanın kömür tüketimini belirlenen bir süre boyunca depolayacak büyüklükte dizayn edilir.

Bunkerlerden kazana gönderilmek üzere toz haline getirilmesi için kömür, pulverizerlere yani kömür tozlaştırıcılarına gönderilmektedir.

2.3.4 Baca Gazı Sistemi

Baca gazı sisteminin fonksiyonu, kazandan çıkan gaz ve tozun (uçucu kül) temizlenmesi ve kazan içerisinde bir vakum basıncı oluşturmaktır. Sistemde genellikle torba veya elektrostatik filtreler, cebri çekiş fanları, baca gazı azotoksit arıtma yani NOx giderme sistemi, baca gazı kükürdioksit arıtma yani desülfürizasyon sistemi ve baca ekipmanı bulunmaktadır.

Torba filtreler, bacaya gitmekte olan gazın içerisindeki tozun kumaş bir filtreden tutulması prensibi ile çalışırlar. Torba filtrelerde kumaş tipinin seçimi gaz sıcaklığına bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Partiküller mekanik olarak çalkalama, gaz akımında dönme veya yüksek basınçlı hava akımı olarak giderilir.

Toz tutma için diğer bir alternatif olan elektrostatik filtreler de ise, içerisinde kül partikulleri bulunduran bacagazının, oluşturulan elektrik alandan geçirilmesi ile bacagazı kül partiküllerinden arındırılır.

Cebri çekiş fanları, kazan içerisindeki vakumu sağlamakta kullanılmaktadır. Yanma odasında oluşan gazları emerek bacadan dışarı atmaktadır. Kazan devamlı olarak cebri çekme fanı emişi altında olduğundan devamlı vakum altındadır.

Baca gazı azot oksit giderme (DeNOx) sistemi kazana beslenen kömürün içindeki azot ve yanma havasındaki azot gazının yüksek kazan sıcaklığı sebebiyle oluşturduğu NOx bileşiklerinin baca gazından temizlenmesini amaçlamaktadır. DeNOx sistemi için kazan çıkışında seçici katalitif reaktör sistemi monte edilerek NOx emisyonunun düşük olması sağlanacaktır. Seçici katalitif reaktör sisteminde, azotoksitlerin azot gazı ve suya dönüştürülebilmesi için katalizör öncesinde amonyak veya başka uygun bir indirgeyici kimyasal enjekte edilmektedir.

Baca gazı desülfürizasyon sistemi kömürde bulunan kükürtün yanma sonucunda oluşturduğu SO_2'yi gidermek üzere tasarlanmıştır. Bu sistemde kireçtaşı ile SO_2'nin kimyasal tepkimeleri sonucunda alçıtaşı ve su ortaya çıkmakta ve SO_2 böylelikle alçıtaşına dönüştürülmektedir.

2.4 Atlas İskenderun Termik Santrali

Bu bölümde enerji ve ekserji incelemesi yapılacak olan Atlas İskenderun Termik Santrali (AİTS) hakkında bilgiler verilmiştir.

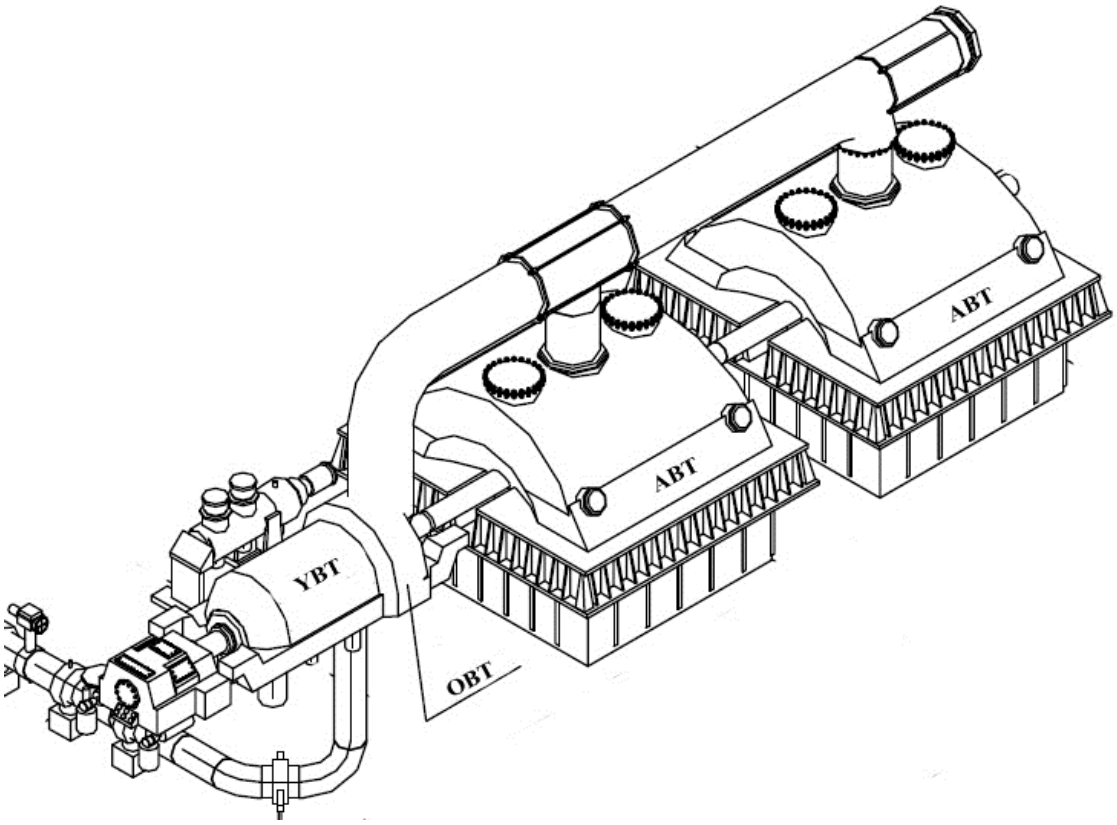
Türkiye'de sürekli artış göstermekte olan elektrik talebi ve özellikle İskenderun bölgesinde gelişim gösteren demir-çelik sanayisinin oluşturduğu yüksek enerji tüketimi, bir enerji üretim tesisi ihtiyacını ortaya çıkarmıştır. Bu nedenle, Diler Holding'e bağlı Atlas Elektrik Üretim A.Ş. tarafından Hatay İli, İskenderun İlçesi, İskenderun OSB sınırları içerisinde, denize yaklaşık 425 m mesafede ve yaklaşık 11 hektar'lık bir alanda ithal kömür yakıtlı AİTS'nin kurulması planlanmıştır.

Santral kapasitesi, santralin kurulacağı bölgedeki elektrik ihtiyacı, santral ekipmanlarının temini, santralde kullanılacak olan hammaddelerin temini, yakıtın cinsi ve temin edilmesi, santral sahasının büyüklüğü ve coğrafi konumu vb. birçok kriter ve parametre gözönünde bulundurularak öncelikle 600 MW olarak belirlenmiştir. Devamında kurulacak ikinci ünitesi ile birlikte ise, kurulu gücün 1200 MW'a çıkacağı öngörülmüştür.

Santraldeki ana üniteler; kazan, buhar türbini ve jeneratörü, soğutma sistemi ve kömür depolama ve taşıma sistemidir. Bu sistemlere ek olarak santralden çıkacak toz ve gaz kirliliklerini önlemek ve en aza indirmek amacıyla BGD (Baca Gazı Desülfürizasyon) ve SCR (Seçici Katalitik Reaksiyon) sistemleri eklenmiştir.

Santralde kritik-üstü, Benson tipi tek geçişli, değişken basınçlı, tek kademe ara kızdırıcılı, tek yanma odalı, asmalı konstrüksiyon tipinde bir kazan kullanılmıştır. Pulverize edilmiş kömür, brülörler vasıtasıyla yakılarak ısı su duvarlarına aktarılmakta ve kritik-üstü koşullarda buhar elde elde edilmektedir. Kazan yanma odasının 4 duvarında her duvarda 6 adet olmak üzere toplam 24 adet pulvarize kömür yakma brülörü bulunmaktadır.

AİTS'nin enerji ve ekserji analizinde kullanılacak olan buhar türbini, kritik-üstü basınçta çalışacak, tandem tip, üç silindir bileşenli ve yoğuşmalı tiptedir. Buhar türbini üzerinde yoğuşma suyu, besi suyu ve degazörde kullanılacak olan buhar için ara çekişler bulunmaktadır. Kullanılan buhar türbininin üç boyutlu resmi Şekil 2.20 'da verilmiştir.



Şekil 2.23 : 600 MW buhar türbini üç boyutlu tasarım çizimi

Şekil 2.23'da yüksek basınç ve orta basınç türbinlerinin aynı gövde içerisinde, alçak basınç türbininin ise çift yoğuşmalı tipte ve ayrı gövdeler üzerinde olduğu verilmiştir.

Santralda kullanılacak başlıca hammadeler; ana yakıt olan ithal kömür ve desülfürizasyon işleminde kullanılacak olan kireçtaşıdır. Kömürün Rusya başta olmak üzere Güney Amerika, Güney Afrika vs. ülkerinden temin edileceği öngörülmüş ve ortalama olarak alınan kömür karakteristikleri santral dizaynında kullanılmıştır. Tasarım sırasında kullanılmak üzere kullanılacak ithal kömürün alt ısıl değerinin 6000 kcal/kg alınması tercih edilmiştir(Atlas Enerji Üretim A.Ş. 2009).

Santralde baca gazı içerisindeki kül ve tozun tutulmas için pahalı bir yöntem olan bez torba filtre kullanılmıştır. Bu sayade toz emisyonları oldukça düşürülmüş ve 10 mg/Nm^3 olarak bu anlamda Türkiye'nin en temiz santrali haline gelmiştir (Url-1, 2012). Ayrıca kullanılan desülfürizasyon sistemi ile SO_2 emisyonunun 200 mg/Nm^3 ve azot giderme sistemi ile (deNOx) NOx emisyonlarının 200 mg/Nm^3 olacağı ifade edilmiştir.

Santralde kullanılan kömür bunkerleri, maksimum yükte 8 saatlik tüketimi depolayacak büyüklüktedir. Yakma sonucunda oluşan kül, alçıtaşı ve alçıpan çimento sanayinde hammadde olarak değerlendirilebilmektedir.

Ayrıca, santral proses suyu ihtiyacını yeraltı su kaynakları ile, soğutma suyunu ise deniz suyunun kullanılması ile sağlamaktadır.

2.5 Santralin Tasarım Verileri

AİTS'nin nominal işletme durumundaki değerleri Çizelge 2.1'de sunulmuştur. Santralde süperkritik koşullarda buhar üretimi, tek geçişli kazan tarafından sağlanmakta, çevrimde tek ara kızdırma yapılmakta, besleme suyuna 4 alçak basınç, 3 yüksek basınç ve bir adet degazör ara buhar çekişleri ile rejeneratif ısıtma yapılmaktadır. Buhar türbini üç kademeli olup yüksek basınç, orta basınç ve çift yoğuşmalı tip alçak basınç türbinleridir. Yüksek basınç ve orta basınç türbin silindirleri aynı gövde içinde, alçak basınç türbini ise ayrı bir gövdedir.

Santralin ana besi suyu pompasının güç ihtiyacı oldukça yüksek olduğundan, BSP buhar türbini ile tahrik edilerek yüksek verimlerde çalışılmaktadır. Ayrıca santralin ara yüklerde çalışması basıncın kontrolü ile yapılabildiğinden, bahsedilen tahrik türbinine giren buhar miktarı ayarlanarak yük değişimi yapılabilmektedir.

Çizelge 2.1 : Santralin temel tasarım değerleri.

Parametre	Birim	RO*
Ana buhar basıncı	MPa(a)	24,2
Ana buhar sıcaklığı	°C	566
Ana buhar debisi	t/h	1683,9
Ara kızdırıcı buhar basıncı	Mpa(a)	3,88
Ara kızdırıcı sıcaklığı	°C	566
Yüksek basınç türbini çıkış basıncı	MPa(a)	4,311
Yoğuşturucu basıncı	kPa(a)	4,9
Deniz soğutma suyu sıcaklığı	°C	20
Kazan girişinde besi suyu sıcaklığı	°C	276,3
Kömür Tüketimi	t/h	195,77
Tasarım Kömürü Alt Isıl Değeri (A.I.D.)	kcal/kg	6000
Tasarım Kömürü Üst Isıl Değeri (Ü.I.D.)	kcal/kg	6293,8

(*Nominal işletme durumu)

3. TERMİK SANTRALLERDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Geleneksel termodinamik analizleri temel olarak enerjinin korunumu ilkesini belirten Termodinamiğin Birinci Yasası baz alınarak yapılmaktadır. Bir enerji tesisinin enerji analizi esas olarak sisteme giren ve çıkan enerjiler hesaplanarak yapılır. Sistemden çıkan enerji ürün ve sistemdeki kayıplardır. Sistemlerin karşılaştırılması için genellikle sistemdeki giren ve çıkan enerji oranlarından bulunan verim parametresi kullanılmaktadır.

Ancak, enerji verimleri sistem performansının idealliğe ne kadar yaklaştığına dair bir ölçüt sağlamamaktadır. Ayrıca, performansın idealiteden sapmasına yol açan termodinamik sistem kayıpları da enerji analizinde değerlendirilmemektedir. Bu yüzden sadece enerji analizi sonuçları, kayıpları yanlış adresleyebilmekte ve teknolojik verimi gerçeğinden farklı olarak yansıtabilmektedir.

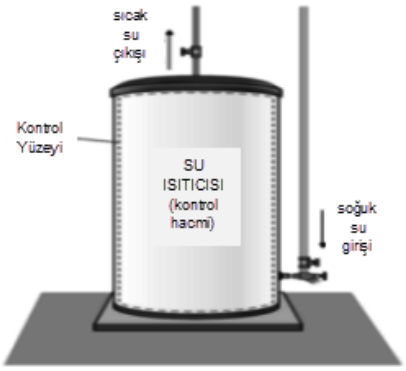
Ekserji analizi ise bir sisteme giren 'ısının tümünün iş olarak çıkmasının imkansız olduğunu' ifade eden ve enerjinin miktarının yanında türü ile de ilgilenen Termodinamiğin İkinci Yasasını esas alarak, enerji analizindeki belirtilen noksanlıkları tamamlamaktadır. Sistemdeki gerçek verimsizliklerin nerede ve ne kadar olduklarını belirleyerek mevcut bir sistemdeki iyileştirmelerin yapılması veya yeni yapılacak bir tasarımın geliştirilmesi ve optimizasyonu için kullanışlı bir araçtır.

Bu bölümde termik sistemlerin enerji ve ekserji analizi için bilinmesi gereken temel termodinamik kavramların açıklamaları yapılmış, referans çevre tanımı ve performans ifadelerine yer verilmiştir.

3.1 Bazı Temel Kavram ve Tanımlar

Çalışma için seçilen çözüme uygun belirli bir bölge veya madde büyüklüğü '*sistem*' olarak tanımlanmaktadır. Sistem durumunun değişmesi halinde o sistemin bir '*proses*' e maruz kaldığı söylenilmektedir. Eğer bu sistemin durumu birçok kez değişiyor ve farklı proseslerden geçip ilk durumuna geri dönüyorsa buna bir '*çevrim*' veya '*çevrimsel proses*' denilmektedir. Bir prosesin gerçekleşmesinden sonra sistemde ve çevrede kalıcı bir etki bırakılmadan geriye dönüşümü yapılabiliyor ise bu prosese '*tersinir proses*' denilmekte fakat gerçek hayatta tersinir bir prosesin imkanı olmayıp tüm prosesler tersinmez olarak tanımlanmaktadır (Kotas, 1995).

Sistem sınırları içerisine herhangi bir madde akışının olmadığı sistemlere kapalı sistem, bu sistem için yapılan analize ise kontrol kütlesi analizi denilmektedir. Açık sistem ise sınırlarından kütle akışı olan sistemlerdir (Şekil 3.1). Bir diğer ismi ile kontrol hacmidir.



Şekil 3.1 : Tek girişli ve tek çıkışlı açık sistem (Çengel ve Boles, 2007)

Güç santrallerinin enerji ve ekserji analizi yapılırken kontrol hacmi yani açık sistem kabulü yapılır. Ayrıca bu kontrol hacimlerinde sürekli akış olduğu varsayılır. Süreklilikten kastedilen hal, zamana bağlı olarak değişim göstermeyen madde özellikleri anlamını içermektedir. Kontrol hacmi içerisinde farklı noktalardaki özellikler birbirinden farklı olabilirken, bir noktanın tüm zamanlardaki özellikleri sabit kabul edilmektedir. Ayrıca sürekli akış halinde, kontrol hacmi içerisinde kütle ve enerji sabit kalmaktadır (Çengel ve Boles, 2007).

Sürekli akışlı açık sistemlerde kontrol hacmi içerisinde kütle, hacim ve toplam enerji sabit kaldığından dolayı kontrol hacmine giren toplam kütle ve enerji, kontrol hacminden çıkan toplam kütle ve enerjiye eşit olmak zorundadır. Birden çok giriş ve

çıkışı olan sürekli akışlı açık sistem için, kütlenin korunumu ilkesi aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$\sum_{g} \dot{m}_g = \sum_{ç} \dot{m}_ç \tag{3.1}$$

Burada *g* indisi girişi, *ç* indisi ise çıkışı göstermektedir. Denklem 3.1, tek giriş ve tek çıkışlı bir sistem için yoğunluk, özgül hacim, akış hızı ve akış yönüne dik kesit alanı değişkenleri kullanılarak aşağıdaki gibi detaylandırılabilir;

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \tag{3.2}$$

$$\frac{1}{\nu_1} V_1 A_1 = \frac{1}{\nu_2} V_2 A_2 \tag{3.3}$$

Burada ρ yoğunluk (kg/m^3), ν özgül hacim (m^3/kg), V akış yönünde ortalama akış hızı (m/s), ve A akış yönüne dik kesit alanı (m^2) olarak ifade edilmiştir.

Birden çok giriş ve çıkışı olan bir kontrol hacminde ve sürekli akış kabülü yapıldığında Termodinamiğin Birinci Yasası kullanılarak genel enerji dengesi;

$$\dot{Q} - \dot{W}_{KH} = \sum_{ç} \dot{m}_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + g z_ç\right) - \sum_{g} \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g\right) \tag{3.4}$$

şeklinde yazılır. Burada, $\dot{Q}$ birim zamandaki net ısı geçişi (kW), $\dot{W}_{KH}$ kontrol hacmi için birim zamandaki net iş geçişi (kW), g ve ç indisleri giriş ve çıkış, $\dot{m}$ kütlesel debi (kg/s), h entalpi (kJ/kg), V akışın hızı, z yükseklik (m), ve g yerçekimi ivmesi (m/s^2) olarak ifade edilmiştir.

Termal güç tesislerinin enerji analizlerinde genellikle, kinetik ve potansiyel enerji ihmal edildiğinden Denklem 3.4 aşağıdaki hali alır;

$$\dot{Q} - \dot{W}_{KH} = \sum_{ç} \dot{m}_ç h_ç - \sum_{g} \dot{m}_g h_g \tag{3.5}$$

3.2 Entropi

Termodinamiğin ikinci yasasının öngörmüş olduğu "Entropi" kavramı maddenin mikroskopik doğası ve istatistik yaklaşımlar gözönünde bulundurulduğunda, mikroskopik düzensizliliğin bir ölçüsü olmakta ve mikroskopik durum ile ilgili kararsızlığı ifade etmektedir. Entropi tanımı, Clausius eşitsizliği ile aşağıdaki gibi ifade edilmektedir;

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \tag{3.6}$$

Denklem 3.6 eşitsizliğinde T sistem sınırındaki sıcaklığı, δQ ise sistem ve çevre arasındaki diferansiyel ısı transferini vermektedir.

Yukarıda bahsedildiği üzere, entropi tersinmezliklerle ilgili olup tersinmez proseslerde üretilmektedir. Kapalı sistemlerde entropi değişimi ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\Delta S_{sistem} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{\text{üretim}} \tag{3.7}$$

Denklem 3.6 ve 3.7'den anlaşılacağı üzere 'entropinin korunumu ilkesi' gibi bir kavramın yerine 'entropinin artışı' ilkesinden bahsedilebilir. Yani, ideal ve imkansız bir durum olan tersinir proseslerde entropi üretilmezken, gerçek tüm proseslerde entropi üretimi pozitiftir. Entropi üretimi, proseste görülen tersinmezliklerin bir ölçüsü olmakta ve mühendislik sistemlerinin verimlerinin ölçülmesi için önemli bir kavram olarak kullanılmaktadır.

Sürekli akış kabülü dahilinde bir kontrol hacmi ile T_0 sıcaklığındaki çevre arasındaki entropi dengesi aşağıdaki gibi yazılır;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum_{\text{ç}} \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum_{g} \dot{m}_g s_g + \sum \frac{\dot{Q}_{çev}}{T_0} \geq 0 \tag{3.8}$$

Burada $\dot{S}_{\text{üretim}}$ birim zamanda gerçekleşen entropi üretimini, $\dot{m}_g$ ve $\dot{m}_{\text{ç}}$ sırasıyla birim zamanda sisteme giren ve sistemden çıkan kütle miktarını, s_g ve $s_{\text{ç}}$ sırasıyla sisteme kütle akışına bağlı olarak birim zamanda giren ve çıkan entropileri

belirtmektedir. $\dot{Q}_{çev}$ ısı geçişini, T_0 sistem sınırındaki sıcaklığı, $\dot{Q}_{çev}/T_0$ terimi ısı geçişi nedeniyle oluşan entropi transferini, ifade etmektedir.

Denklem 3.5'teki ısı geçiş terimi Denklem 3.8'de yerine koyulduğunda, birim zamandaki kullanılabilir iş aşağıdaki gibi bulunur;

$$\dot{W} = \sum_{g} \dot{m}_g(h_g - T_0 s_g) - \sum_{ç} \dot{m}_ç(h_ç - T_0 s_ç) - T_0 \dot{S}_{üretim} \qquad \textbf{(3.9)}$$

Tersinir iş , yani maksimum kullanılabilir iş ise $\dot{S}_{üretim}$ teriminin sıfıra eşit olması durumudur;

$$\dot{W}_{tr} = \sum_{g} \dot{m}_g(h_g - T_0 s_g) - \sum_{ç} \dot{m}_ç(h_ç - T_0 s_ç) \qquad \textbf{(3.10)}$$

Tersinmezlik ($\dot{I}$) ise, tersinir iş ile kullanılabilir iş arasındaki farktır ve yerine koyulduğunda;

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W} = T_0 \dot{S}_{üretim} \qquad \textbf{(3.11)}$$

şeklinde ifade edilir.

3.3 Ekserji

Ekserji ile ilgili çeşitli tanım ve isimlendirilmeler yapılmıştır. Kullanılabilirlik, essergi, kullanılabilir enerji, iş yeteneği, ekserji vb. gibi tanımlar arasından en çok 1953'te Alman bilim adamı Rant tarafından önerilen Yunanca ex (dış) ve ergon (kuvvet ve iş) kelimelerinden türetilmiş olan ekserji kelimesi benimsenmiş ve kullanılmaktadır.

Kuramsal olarak, bir sistemden en çok işin elde edilebilmesi, iki koşulun yerine getirilmesi ile mümkündür. Bu koşullar; işin bir sistemin başlangıç halinden son haline tersinir bir hal değişimi ile getirilerek elde edilmesi ve sistemin son halinin çevre ile dengede olmasıdır (Eryener, 2003)

Farklı sistemlerin potansiyellerinin değerlendirilmesinde çevre referans olarak alınmaktadır. Ekserji metodunda çevre kavramı, sonsuz büyüklükte ve kusursuz denge halinde bir madde veya ortam olarak düşünülmektedir. Çevrenin bir bütün olduğu ve herhangi bir gradyana veya farklılığa sahip olmadığı, her noktasında

basınç, sıcaklık, kimyasal, kinetik ve potansiyel enerji değerlerinin aynı olduğu varsayılmıştır. Ayrıca, herhangi iki noktası arasında iş yada herhangi bir yoldan bir etkileşim olmayacağı kabul edilmiştir. Uygulamalarda çevre atmosfer, denizler ve dünya kabuğu ile ifade edilmektedir. Çevre, bir sistem ile üç farklı şekilde etkileşmektedir. Bunların Kotas (1995) 'te;

a. T_0 sıcaklığındaki bir termal enerji deposu olarak termal etkileşim yolu ile,
b. Kullanılamaz iş deposu olarak mekanik etkileşim yolu ile,
c. Denge halinde düşük kimyasal potansiyele sahip olan bir madde olarak kimyasal etkileşim yolu ile

olduğu belirtilmiştir.

Çevresi ile dengede olan ve herhangi bir etkileşimde bulunmasına imkan olmayan bir sistemin bu haline "*ölü hal*" denilmektedir. Yani ölü halde bulunan bir sistemden iş elde edilemez, sistem ile çevre arasında mekanik, termik ve kimyasal denge mevcuttur. Sistemin çevresi ile denge durumunu açıklayan bir başka tanımda "*sınırlı ölü hal*" durumu hakkındadır. Sınırlı ölü hal, çevre ile sadece mekanik ve ısıl denge hali yani sistem basıncı ve sıcaklığının, çevre basıncı ve sıaklığına eşit olduğu durumu ifade etmektedir.

Bu bilgiler ışığında ekserji, belirli bir başlangıç halinden ölü hale ulaşıncaya kadar, bir sistemden elde edilebilecek en fazla teorik yararlı iş olarak tanımlanmaktadır. Yani ekserji, bir sistemin belirli bir halinden çevre haline ne kadar yaklaştığının bir ölçüsü olmaktadır.

Ayrıca, ekserjinin bir başka tanımı ise Rant tarafından 'enerjinin tamamen diğer enerji şekillerine dönüşebilen kısmı' olarak yapılmıştır. Bu tanıma göre diğer enerji türlerine dönüştürülmesi mümkün olmayan enerjiye kullanılamaz enerji, bağlı enerji veya anerji adı verilmektedir. Bu kapsamda toplam enerji aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji}$$

Anerjiye örnek olarak çevrenin iç enerjisi verilebilir. Çevre iç enerjisinin tamamı anerji kabul edildiği için çevrenin ekserjisi sıfır olarak alınmaktadır.

Çengel ve Boles (2007), ekserjinin sadece kullanılabilir enerji kavramından ibaret olmadığını, aynı zamanda geniş resimde çevreye zarar veren enerji kaynaklarının

tüketiminin azaltılması ve çevre dostu kaynakların kullanılması konularında mükemmel bir ölçüt olduğunu ve geniş kapsamlı bir mühendislik yaklaşımı içerdiğini ifade etmektedirler.



Şekil 3.2 : Enerji, çevre ve sürdürülebilirliğin ekserji ile ilişkisi

Dinçer (2002), ekserjinin çevre ve enerji politikalarının belirlenmesindeki rolü üzerinde durduğu makalesinde ekserjinin çevre, sürdürülebilir gelişim ve enerji ile ilişkisini Şekil 3.2 ile ifade etmiştir. Bu kapsamda ekserji, çevre teknolojilerini de temel alan üç kavramı incelemektedir. Bunlar;

a. Çevresel etkilerin minumum, enerji ve enerji kaynaklarının ise maksimum koşullarda işletilebileceği teknolojiler,

b. Çevreyi kirletme potansiyelleri yüksek olan maddelerin çevresel davranışları

c. Çevresel değerlendirme, enerji ve toplum güvenliği kavramlarıdır. (Çamdalı, 2004)

3.4 Ekserji Çeşitleri

Ekserji, nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilme etkilerinin olmaması durumunda; fiziksel, kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserji bileşenlerinden oluşmaktadır. (Durmayaz ve Yavuz, 2001)

$$\varepsilon = \varepsilon_k + \varepsilon_p + \varepsilon_{fz} + \varepsilon_{km} \qquad \textbf{(3.12)}$$

Denklem 3.12'de birim kütle için ε_{k} kinetik ekserji, ε_{p} potansiyel ekserji, $\varepsilon_{\mathrm{fz}}$ fiziksel ekserji ve $\varepsilon_{\mathrm{km}}$ kimyasal ekserjidir.

3.4.1 Fiziksel Ekserji

Fiziksel ekserji, sıcaklık ve basıncı T ve P olan bir sistemin bu durumundan, sıcaklık ve basıncı (P_0, T_0) olan çevre şartları ile dengeye getirildiğinde sistemden elde edilecek maksimum iş olarak tanımlanır (Kotas,1995);

$$\varepsilon_{fz} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \qquad \textbf{(3.13)}$$

Burada h ve s indis kullanmaksızın mevcut durumdaki entalpi ve entropiyi, h_0, T_0 ve s_0 ise, P_0 ve T_0 çevre şartlarında, akışkanın entalpi ve entropisini temsil etmektedir.

3.4.2 Kimyasal Ekserji

Fiziksel ekserji tanımında, sistemin denge durumu P_0, T_0 olan çevre şartları idi. Kimyasal ekserji de ise bu durum başlangıç durumu olarak ele alınmakta, maddenin çevre ile ısı veya madde transferi içeren prosesler ile ölü durumuna getirilmesi sonucunda ortaya çıkan en fazla iş miktarına denilmektedir.

Termik santrallerin ekserji analizlerinde genellikle akışkanın herhangi bir kimyasal tepkimeye girmediği ve çevrim boyunca kimyasal bir değişime uğramadığı kabul edilir. Fakat yakıt ekserjisinin hesaplanması ekserji dengesi açısından önemlidir.

Yakıtların kimyasal ekserjileri, yakıtı oluşturan bileşenlere bağlı olarak hesaplanmaktadır. Bu sebeple Szargut ve Stryrlska; yakıt ekserjisinin yakıtın ısıl değerine oranını ifade eden φ oranını geliştirmişlerdir. Bu oran;

$$\varphi = \frac{\varepsilon^0}{NKD^0} \qquad \textbf{(3.14)}$$

şeklinde ile ifade edilmiştir. Burada ε^0, yakıtın ekserjisi ve NKD^0 yakıtın net kalorifik değerini (alt ısıl değerini) belirtmektedir.

Kotas (1995)'te katı ve sıvı yakıtlar için yakıt kompozisyonu biliniyorsa ekserjinin nasıl hesaplanacağı aşağıdaki gibi verilmiştir;

C, H, O ve N içeren, ayrıca içerisinde bulunan Oksijen / Karbon kütlesel oranı 0,667'den küçük olan ve nem içermeyen katı fosil yakıtlar için φ oranı;

$$\varphi_{kuru} = 1.0437 + 0.1882\frac{h}{c} + 0.0610\frac{o}{c} + 0.0404\frac{n}{c} \qquad \textbf{(3.15)}$$

şeklinde bulunur. Burada c, h, o ve n sırasıyla Karbon, Hidrojen, Oksijen ve Azotun yakıtın içerisindeki kütlesel oranını ifade etmektedir. Bu ifade yukarıda belirtilmiş olan o/c oranını sağlayan odun haricindeki katı fosil yakıtların büyük bir bölümü için ±1% sapma ile uygulanabilmektedir.

Odun ve o/c oranı "2.67 > *o/c* >0.667" aralığında bulunan nem içermeyen katı fosil yakıtlar için ise aşağıdaki ifade yine ±1% sapma ile uygulanabilir;

$$\varphi_{kuru} = \frac{1.0438 + 0.1882\frac{h}{c} - 0.2509\left(1 + 0.7256\frac{h}{c}\right) + 0.0383\frac{n}{c}}{1 - 0.3035\frac{o}{c}} \quad \textbf{(3.16)}$$

Nem içeren katı fosil yakıtlar sözkonusu olduğunda ise kimyasal ekserjiyi hesaplar iken yakıtın net kalorifik değerine içerdiği suyun buharlaşması için gereken enerjiyi eklemek gereklidir. Bunun yanında yukarıdaki hesaplamalarda genelleştirilmiş ifade yapılması ve genellikle bilinmediği sebebiyle yakıt içerisinde bulunan Kükürt miktarının etkisi, yakıt içerisinde bulunan diğer elementlerle benzer şekilde düzeltme katsayısı içerisinde ele alınmıştır. Nem ve Kükürtün etkisini gözönünde bulundurulur ve ifadelere eklenir ise ekserji Denklem 3.17'de verilmiştir.

$$\varepsilon^0 = \left[(NKD)^0 + wh_{fg}\right]\varphi_{kuru} + [\varepsilon^s - (NKD)_s^0]s \quad \textbf{(3.17)}$$

Burada *s* Kükürt'ün yakıt içerisindeki kütlesel oranını göstermekte, alt indis olarak kullanılan *s* ise denklemdeki Kükürt elementine ait olan değişkenleri ifade etmektedir. Kükürtün ekserjik değeri ε^s = 18 676 kJ/kg ve net kalorifik değeri $(NCV)_s^0$=9 259 kJ/kg 'dir.

Dolayısıyla bu iki değerin farkı $[\varepsilon^s - (NCV)_s^0]$ = 9 417 kJ/kg olur ve yerine koyulduğunda;

$$\varepsilon^0/\,[kJ/kg] = \left[(NKD)^0/\,[kJ/kg] + wh_{fg}\right]\varphi_{kuru} + 9\,417s \quad \textbf{(3.18)}$$

elde edilir.

Kükürt'ün etkisi de dikkate alınarak sıvı yakıtlar için kimyasal ekserji oranı ise $\varphi_{sıvı}$ ±0.38% sapma ile aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır;

$$\varphi_{sıvı} = 1.0437 + 0.1728\frac{h}{c} + 0.0432\frac{o}{c} + 0.2169\frac{s}{c}\left(1 - 2.0628\frac{h}{c}\right) \quad \textbf{(3.19)}$$

3.4.3 Termal Ekserji

Bir sistemin termal ekserjisi (ε_{th}), fiziksel ekserjisi ile kimyasal ekserjisinin toplamı olarak ifade edilmektedir.

$$\varepsilon_{th} = \varepsilon_{fz} + \varepsilon_{km} \quad \textbf{(3.20)}$$

3.4.4 Madde Akışının Ekserjisi

Kontrol hacminde ekserji dengesi incelenirken, üç tip ekserji geçişi olduğu görülmektedir. Bunlar madde akışı ile, iş etkileşimi ile ve ısı etkileşimi ile ekserji geçişleridir. Birden çok giriş ve çıkışın olduğu açık bir sistemde, kontrol hacmine veya kontrol hacminden madde akışı ile enerji geçişi olabilmektedir. Bu durumda ekserji, "*akış ekserjisi"* ile ifade edilmektedir. Akış ekserjisi akış koşullarına ve incelenecek sisteme göre farklı şekillerde hesaplanabilir. Termik santrallerin analizinde akış enerji ve ekserji akış hızlarının hesaplanması Durmayaz ve Yavuz (2001) 'e göre Bölüm 3.3.8'de açıklanmıştır.

3.4.5 İş Ekserjisi

Ekserji, enerjiden elde edilebilecek maksimum iş potansiyeli olarak tanımlandığından tüm proseslerde iş, ekserjiye eşittir.

3.4.6 Isı Transferinin Ekserjisi

Kontrol hacminde bir ısı transferinin ekserjisi, çevre sıcaklığı ile sistem sıcaklığı arasında çalışan bir ısı makinasından elde edilebilecek işe eşit olmaktadır. Isı makinasından elde edilebilecek işe bağlı olarak ısı transferinin ekserjisi;

$$\dot{E}x^{Q} = \left[1 - \frac{T_0}{T}\right]\dot{Q} \quad \textbf{(3.21)}$$

bağıntısı ile ifade edilir. Burada $\dot{Q}$ ısı geçişini, T sistem sıcaklığını ve T_0 çevre sıcaklığını belirtmektedir.

3.5 Ekserji Analizi

Ekserji analizi, bu bölümün başında da belirtildiği üzere, sistemdeki gerçek verimsizliklerin nerede ve ne kadar olduklarını belirleyerek mevcut bir sistemdeki iyileştirmelerin yapılması veya yeni yapılacak bir tasarımın geliştirilmesi ve optimizasyonu için kullanışlı bir araçtır. Ekserji analizi ile termal sistemlerin değerlendirilmesi birçok fayda sağlamaktadır, bunlardan bazıları aşağıda sıralanmıştır. (Dincer, 2007, sf. 6)

1. Ekserji verimleri, enerji verimlerinin sağlayamadığı ideal noktaya sistemin ne kadar yaklaşabildiğini ölçebilmekte ve sistemlerin değerlendirilmesinde daha anlamlı mesajlar verebilmektedir. Ayrıca, ekserji kayıpları, sistemin ideallikten sapmasını, yani kusurlarını, yer ve miktar belirterek açıkca tanımlayabilmektedir.
2. Farklı ürün veya akışkanların çalıştığı karmaşık sistemlerin analizlerinde, ekserji metodu, farklı karakteristikte olan ürünleri ortak paydada değerlendirmeye imkan tanımakta ve enerji kalitesinin belirlenmesini sağlamaktadır.
3. Ekserji yöntemi, termal sistemlerin tasarım ve Ar-Ge faaliyetlerinde sistemlerin uygulanabilirliği, ön tasarımı ve mevcut tasarımların iyileştirilmesi konuları hakkında eksergoekonomik, termoekonomik ve çevre-ekonomik uygulamaları ile yol gösterici olabilmektedir.
4. Ayrıca ekserji, enerjinin korunumu ve enerji krizleri hakkındaki problemlere daha tatmin edici cevaplar sağlayabilmektedir.

Ekserji analizleri, bir sistemde, sisteme giren ve çıkan ekserjilerin belirlenmesi, sistemde ortaya çıkan tersinmezliklerin ve sistem verimlerinin hesaplanması ile yapılmaktadır. Ekserji çevre şartlarına bağlı bir büyüklük olduğundan hesaplanabilmesi için çevre şartlarının bilinmesi gereklidir.

Ekserji analizlerde genellikle Gaggioli ve Petit tarafından 1977 ‘de tanımlanan ve Çizelge 3.1 ‘de verilen çevre modeli kullanılmaktadır. Fakat analizi yapılacak olan sistemin veya prosesin gerçekleştiği çevrenin basınç ve sıcaklık değerleri biliniyor ise 25 °C ve 1 atm değerleri yerine sistem veya prosesin kendi çevresel değerleri kullanılmalıdır. Kullanılan referans çevre için bu çevrenin entalpisi, ekserjisine eşit olmakta ve nümerik olarak sıfır değerine eşit olmaktadır.

Çizelge 3.1 : Referans Çevre Modeli (Dinçer, 2007'den uyarlanmıştır).

Parametre	Değer
Sıcaklık (T_0)	25 °C
Basınç (P_0)	1 atm
Kompozisyon:	
(i) T_0 ve P_0 'da atmosferik ve H_2O'ya doymuş hava	
Hava Bileşenleri	Mol Oranı
N_2	0,7567
O_2	0,2035
H_2O	0,0303
Ar	0,0091
CO_2	0,0003
H_2	0,0001
(ii) T_0 ve P_0 'da yoğuşmuş fazlar	
Su, (H_2O)	
Kireçtaşı ($CaCO_3$)	
Alçıtaşı ($CaSO_4$, $2H_2O$)	

Termik buhar çevrimlerinin enerji ve ekserji analizlerinde genellikle, seçilen her bir kontrol hacminin hız ve yüksekliği çevresine göre sıfır olarak alınmakta, yani kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir. Ayrıca, akışkanın tüm çevrim boyunca herhangi bir kimyasal değişime uğramaması ve çevre ile kontrol hacmi arasında herhangi bir madde değişimi veya kimyasal bir tepkime gerçekleşmemesinden dolayı kimyasal ekserji değişimi de ihmal edilmektedir.

Sonuç olarak toplam ekserji sadece fiziksel ekserjiye eşit olarak alınmakta ve analiz daha da pratikleşmektedir. Aynı şekilde analizde kullanılacak her bir noktanın, ekserji akış hızı da fiziksel ekserji akış hızına eşit olacaktır.

Ekserji akış hızı;

$$\dot{E}x = \dot{m}\varepsilon \tag{3.22}$$

olarak ifade edilirse, spesifik ekserji Denklem 3.13'teki gibi yerine koyularak kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserji terimlerinin yokolması ile;

$$\varepsilon = \varepsilon_{fz} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \tag{3.23}$$

halini alır ve ekserji akış hızı spesifik ekserjinin kütlesel debi ile çarpımı ile elde edilir;

$$\dot{E}x = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \tag{3.24}$$

Aynı şekilde her bir giriş çıkış noktasının toplam enerji akış hızları da;

$$\dot{E} = \dot{m}(h - h_0) \tag{3.25}$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Ayrıca, birden çok giriş ve çıkışı olan bir kontrol hacminde ve sürekli akışta ekserji dengesi, enerji ve entropi denge denklemleri kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\sum_{g} \dot{E}x_g + \sum \dot{E}x^Q = \sum_{ç} \dot{E}x_ç + \dot{W} + \dot{I} \tag{3.26}$$

burada ısı transferinin ekserjisi;

$$\sum \dot{E}x^Q = \sum_{i} \left[1 - \frac{T_0}{T_i}\right] \dot{Q}_i \tag{3.27}$$

şeklinde ifade edilmektedir. Giren ve çıkan ekserjiler sırasıyla g ve ç indisleriyle, sistemdeki iş transferinin ekserjisi ve tersinmezlikler sırasıyla $\dot{W}$ ve $\dot{I}$ ile gösterilmiştir. Denklem 3.26'da verilen ekserji dengesi, kontrol hacmine giren ekserjinin gerçek proseslerde kontrol hacminden çıkan ekserjiden daha büyük olduğunu ifade etmekte, bu ikisi arasındaki farkın ise ekserji tahribi yani tersinmezlik oranı olduğunu söylemektedir.

3.6 Enerji ve Ekserji Analizlerinde Performans Kriterleri

Bir termal sistemin verimi için kullanılagelen iki tip performans kriteri mevcuttur; bunlar tesisin toplam enerji dönüşüm oranlarını belirtmekte olan sistemin genel termal verimi veya COP olarak ifade edilen performans katsayısı ve ikinci olarak genellikle ekipman bazında uygulanan, gerçek enerji çıkışı ile ideal enerji çıkışı arasındaki orandan bulunan örneğin isentropik verim, termal verim veya mekanik verim gibi değerlerdir. Bu performans kriterlerinde enerjinin her formu aynı kabul edilmekte ve İkinci Yasa ile ilgili herhangi bir parametre bulunmamaktadır (Kotas, 1995).

Ekserji analizinde ki gelişmeler kullanılagelen bu verim kriterlerinden daha farklı ve İkinci Yasa parametrelerini içeren bir performans kriterini ortaya çıkarmıştır. Ekserji

kaybı ile bağıntılı ve Termodinamiğin İkinci Yasası verimi olarak ifade edilen bu kriter literatürde "*ekserjetik verim*" veya "*rasyonel verim*" olarak ifade edilmiştir. Maksimum ekserji verimine ancak ekserjinin yok olmayacağı tersinir proseslerde ulaşılmaktadır. Bu durumda ekserjetik verim de tersinirliğe veya bir başka ifade ile idealliğe yaklaşımı ölçmektedir. Dolayısıyla ekserjetik verimler enerji verimlerine göre daha gerçekçi olmaktadır. Örneğin bir sistemin enerji katsayısı yani COP'si 100%'den büyük olarak ifade edilebilmekte, fakat ekserji analizi her zaman 0% ila 100% arasında kalmaktadır. Bu yüzden bazı araştırmacılar (örn. Gaggioli, 1983) tarafından ekserji verimi 'gerçek' ve 'doğru' verim, enerji verimi ise "tahmini verim" olarak ifade edimiştir.

Bir sistemin enerji ve ekserji verimleri genel olarak Denklem 3.28 ve Denklem 3.29'da ifade edilmiştir.

$$\eta = \frac{\text{Çıkan Ürünlerin Enerjisi}}{\text{Giren Enerji}} = 1 - \frac{\text{Enerji Kaybı}}{\text{Giren Enerji}} \qquad \textbf{(3.28)}$$

$$\psi = \frac{\text{Toplam Ekserji Çıkışı}}{\text{Toplam Ekserji Girişi}} = 1 - \frac{\text{Toplam Tersinmezlik}}{\text{Toplam Ekserji Girişi}} \qquad \textbf{(3.29)}$$

Denklem 3.29 'da verilmiş olan verim ifadesine "*ekserji verimi*", "*ekserjetik verim*" veya "*rasyonel verim*" denilmektedir. Ayrıca, birçok alt bileşenden oluşan bir sistemin incelenmesinde bu sistem için ekserji veriminin ikinci formu daha kullanışlı olabilmektedir;

$$1 - \psi = \frac{\text{Toplam tersinmezlik}}{\text{Toplam Ekserji Girişi}} \qquad \textbf{(3.30)}$$

Burada $1 - \psi$ farkı, tersinmezlikten dolayı oluşan kaybın ekserji girişine oranı olmakta ve "verim hatası" veya "verim yıkımı" olarak tanımlanmaktadır. δ ile gösterilen bu fark, alt bölgelerin tersinmezliklerinin sistem için gerekli ekserji akış hızına bölünmesi ile elde edilmektedir;

$$\delta_i = \frac{\dot{I}_i}{\sum \Delta \dot{E}x_{giriş}} \qquad \textbf{(3.31)}$$

Burada $\sum \Delta \dot{E}x_{giriş}$ tüm sisteme dışarıdan giren ekserji girişini yani toplam tersinir iş miktarını belirtmektedir. Örneğin bu değer bir kömür santralinde yakıtın yani kömürün ekserjisi olarak tanımlanabilir. Buna ek olarak N adet bileşenden oluşan bir sistem için ifade aşağıdaki şekilde yazılarak ekserji dengesi sonuçlarında boyutsuz bir parametre olarak kullanılabilir;

$$1 = \psi + \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \cdots + \delta_N \tag{3.32}$$

Denklem 3.29'da verilen verim ifadeleri, analizde kullanılacak bazı prosesler için özelleştirilmektedir. Bu ifadeler ve aşağıdaki başlıklarda kısaca açıklanacaktır.

3.6.1 Türbinlerde Genişleme Prosesi

Türbindeki tersinmezliklerden dolayı genişleme prosesi sonunda ideal durumda sabit kalması gereken entropi, artış göstermekte ve dolayısıyla türbin ideal durumdan ayrılmaktadır. Bu ayrılma oranı izantropik verim ile ifade edilmekte ve Denklem 3.33 'te tanımlanmaktadır.

$$(\eta_{izantropik})_t = \frac{\dot{W}_t}{(\dot{W}_{tersinir})_t} = \frac{\dot{W}_t}{\sum \dot{E}x_{giren} - \sum \dot{E}x_{çıkan}} \tag{3.33}$$

Türbinin ekserji verimi ise Denklem 3.29 baz alınarak;

$$\psi_t = \frac{\dot{W}_t + \sum \dot{E}x_{çıkan}}{\sum \dot{E}x_{giren}} \tag{3.34}$$

olarak ifade edilir.

3.6.2 Pompalarda Sıkıştırma Prosesi

Pompalarda izantropik verim ise Denklem 3.35 'te tanımlandığı gibi olmaktadır.

$$\left(\eta_{izantropik}\right)_p = \frac{(\dot{W}_{tersinir})_p}{\dot{W}_p} = \frac{\dot{W}_p + \dot{I}_p}{\dot{W}_p} \tag{3.35}$$

Pompalarda ekserji verimi de yine Denklem 3.29 baz alınarak;

$$\psi_p = \frac{\sum \dot{E}x_{çıkan}}{\left|\dot{W}_p\right| + \sum \dot{E}x_{giren}} \quad \textbf{(3.36)}$$

şeklinde hesaplanır.

3.6.3 Isı değiştiriciler ve Yoğuşturucular

Tesisin bu bileşenlerinde herhangi bir iş üretimi olmadığından ekserji verimi

$$\psi_I = \frac{\sum \dot{E}x_{çıkan}}{\sum \dot{E}x_{giren}} \quad \textbf{(3.37)}$$

şeklide tanımlanır.

4. ATLAS İSKENDERUN TERMİK SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

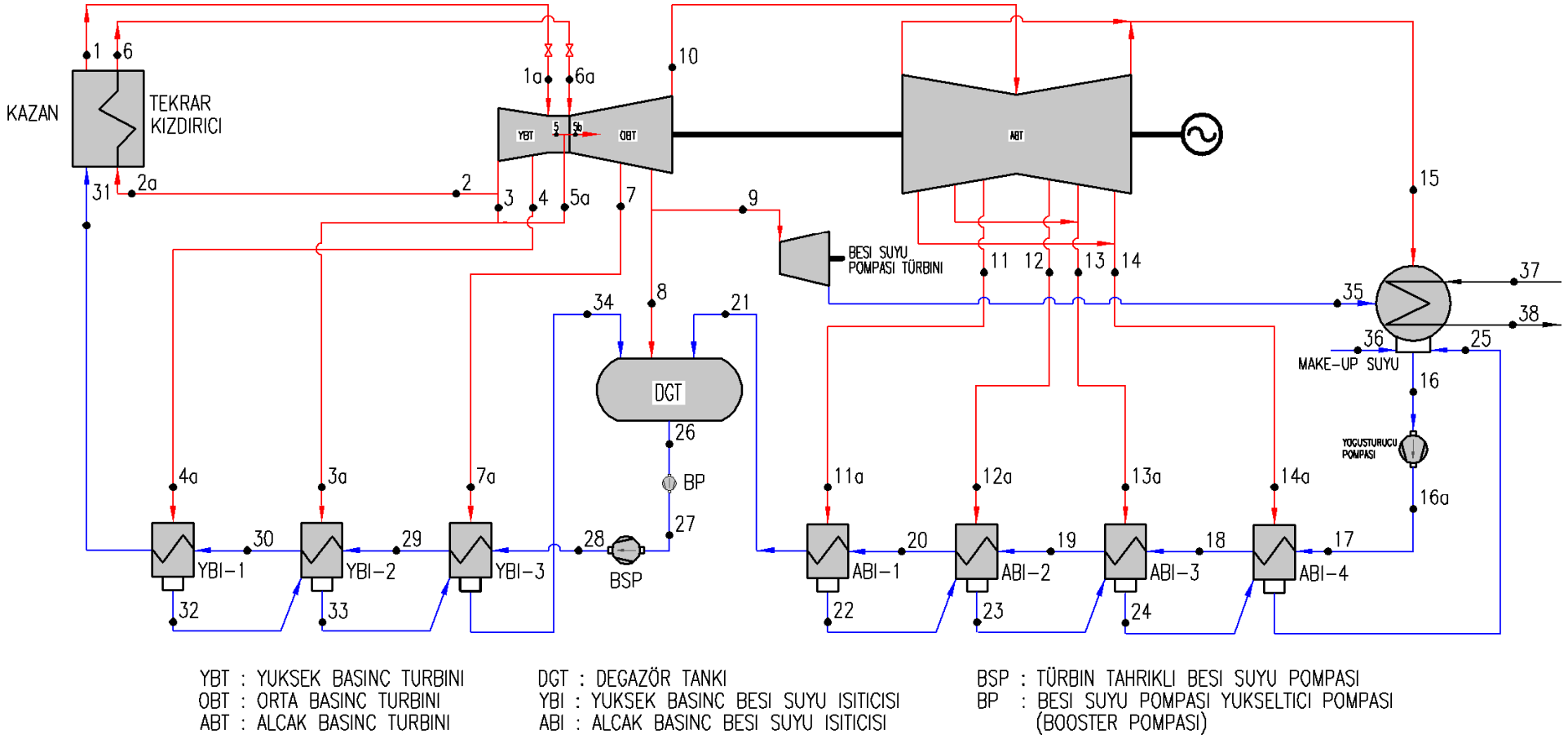
Bu bölümde, sistem ve ekipmanları Bölüm 2'de detaylı olarak tanımlanan "Atlas İskenderun Termik Santrali" 'nin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

Santralin enerji ve ekserji analizi, Şekil 4.1.'de gösterilen santral proses akış şemasının belirli kontrol hacimlerine bölünmesi ve bu kontrol hacimlerine kütle, enerji, entropi ve ekserji denge denklemlerinin uygulanması ile ve birinci ve ikinci yasa verimlerinin hesaplanması ile yapılır.

Çizelge 4.1 'de ise ekserji analizinde kullanılacak herbir noktanın santralin Bölüm 2.4' de açıklanmış olan RO (Rated Operation) yani nominal işletme durumundaki enerji ve ekserji akış hızları verilmiştir. Ekserji için Gaggioli ve Petit'in tanımladığı referans çevre kullanılmıştır. Fakat ortam sıcaklığı (T_0) için İskenderun'un yıllık ortalama çevre sıcaklığı yani $T_0 = 20$ °C alınmıştır. Enerji ve ekserji akış hızlarının hesaplanması için, MS Excel'de IAPWS-IF97 formülasyonu kullanılarak her bir noktanın kütle, basınç ve sıcaklık değerlerine karşılık gelen entalpi ve entropi değerleri hesaplanmış, ardından Denklem 3.24 ve Denklem 3.25 kullanılarak her bir noktanın enerji ve ekserji akış hızları bulunmuştur. Ayrıca, tüm noktaların termodinamik özelliklerinin belirlenmesi ile çizilebilir duruma gelen termal çevrime ait T-s diyagramı da EK-A' da verilmiştir.

Analizde tüm ekipmanlar adyabatik olarak kabul edilmiş ve yüzeyleri ile çevre arasında bir ısı transferinin olmadığı varsayılmıştır.

Şekil 4.1 'de verilen akış şemasında santralin termal çevrimi gösterilmiş olup, şemada gösterilmeyen santrale ait yardımcı ekipman ve sistemler (kömür taşıma sistemi, kömür kırıcıları ve kömür değirmenleri, kazan hava basma fanları, kazan baca gazı emiş fanları, soğutma deniz suyu pompaları, ve benzeri diyagramda görünmeyen ama elektrik tüketimi olan yardımcı sistemler) analize dahil edilmemiştir. Dolayısıyla analiz sonucunda hesaplanan verim bu ekipmanların elektrik tüketimlerini içermemekte ve brüt verim olarak tanımlanmaktadır.



YBT : YUKSEK BASINC TURBINI
OBT : ORTA BASINC TURBINI
ABT : ALCAK BASINC TURBINI

DGT : DEGAZÖR TANKI
YBI : YUKSEK BASINC BESI SUYU ISITICISI
ABI : ALCAK BASINC BESI SUYU ISITICISI

BSP : TÜRBIN TAHRIKLI BESI SUYU POMPASI
BP : BESI SUYU POMPASI YUKSELTICI POMPASI (BOOSTER POMPASI)

Şekil 4.1 : Atlas İskenderun Termik Santrali Proses Akış Şeması

Çizelge 4.1 : Şekil 4.1 ‘de gösterilen noktaların nominal işletme şartlarında termodinamik özellikleri, enerji ve ekserji akış hızları.

Nokta	Kütlesel Debi (t/h)	Basınç (bara)	Sıcaklık (°C)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg.K)	Enerji Hızı (kW)	Ekserji Hızı (kW)
0 (Ölü Hal)	0	1,013	20	84,013	0,296483	0,0	0,0
1	1683,910	251,300	571,00	3404,407	6,257748	1553123,4	735704,4
1a	1682,360	242,000	566,00	3398,800	6,265960	1549073,6	731282,0
2	1438,500	43,110	313,30	2988,700	6,379688	1160664,5	448090,8
2a	1438,500	41,340	310,30	2985,976	6,392334	1159576,1	445521,2
3	118,410	43,110	313,30	2988,716	6,379716	95540,5	36884,8
3a	131,650	41,820	324,61	3023,310	6,450761	107488,5	41512,6
4	95,840	61,000	359,50	3068,200	6,367606	79445,7	32064,8
4a	95,840	59,150	357,50	3067,103	6,378496	79416,5	31950,6
5	20,230	175,890	518,92	3332,700	6,311866	18255,8	8346,4
5a	13,240	175,890	518,92	3332,700	6,311866	11947,9	5462,5
5b	6,990	175,89	518,92	3332,700	6,311866	6307,9	2883,9
6	1438,500	39,390	569,00	3604,259	7,295078	1406631,8	586831,4
6a	1438,500	38,800	566,00	3597,900	7,294350	1404090,7	584375,5
7	71,400	21,600	476,00	3413,400	7,326688	66032,8	25158,2
7a	71,400	20,970	71,40	3411,837	7,338008	66001,8	25061,4
8	68,460	10,540	370,80	3201,300	7,347039	59280,4	19975,4
9	82,930	10,020	358,87	3176,965	7,331857	66421,1	22130,7
10	1221,620	10,540	370,80	3201,300	7,347039	71810,2	24197,5

Çizelge 4.1(devam) : Şekil 4.1 'de gösterilen noktaların nominal işletme şartlarında termodinamik özellikleri, enerji ve ekserji akış hızları.

Nokta	Kütlesel Debi (t/h)	Basınç (bara)	Sıcaklık (°C)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg.K)	Enerji Hızı (kW)	Ekserji Hızı (kW)
11	93,310	4,650	269,40	3002,412	7,383001	75643,3	21797,9
11a	93,310	4,460	266,00	2995,983	7,390100	75476,7	21577,3
12	42,120	1,250	140,50	2755,657	7,462648	31258,2	6679,3
12a	42,120	1,180	136,00	2747,177	7,468321	31159,0	6560,7
13	52,380	0,600	86,00	2635,656	7,483205	37126,4	6472,6
13a	52,380	0,570	86,00	2633,467	7,500343	37094,6	6367,7
14	45,490	0,204	60,40	2492,104	7,547935	30428,9	3567,5
14a	45,490	0,190	59,30	2489,248	7,570365	30392,8	3448,3
15	988,980	0,049	32,52	2331,700	7,653822	617477,1	24967,1
16	1307,690	0,049	32,52	136,264	0,471624	18980,1	330,0
16a	1307,690	35,000	33,00	141,442	0,476995	20860,9	1638,9
17	1307,690	34,000	33,40	143,020	0,482473	21434,1	1628,8
18	1307,690	19,400	56,50	238,100	0,785989	55971,7	3846,2
19	1307,690	19,100	81,90	344,300	1,096351	94548,5	9373,8
20	1307,690	19,100	101,60	427,200	1,323633	124661,7	15284,6
21	1307,690	19,000	144,50	609,400	1,784111	190845,4	32433,9
22	93,310	1,304	107,20	449,500	1,387677	9473,2	1182,0
23	135,430	0,638	87,50	366,400	1,163461	10623,2	1062,1
24	187,810	0,220	62,10	260,000	0,857678	9181,1	598,5

Çizelge 4.1(devam) : Şekil 4.1 ‘de gösterilen noktaların nominal işletme şartlarında termodinamik özellikleri, enerji ve ekserji akış hızları.

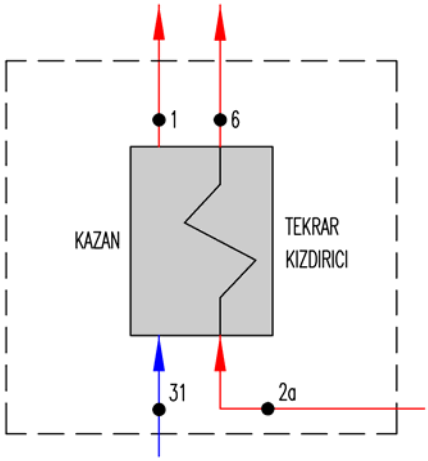
Nokta	Kütlesel Debi (t/h)	Basınç (bara)	Sıcaklık (°C)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg.K)	Enerji Hızı (kW)	Ekserji Hızı (kW)
25	233,300	0,070	37,43	156,720	0,537969	4711,8	124,1
26	1683,90	10,020	180,00	763,180	2,139524	317680,3	64960,9
27	1683,90	18,000	180,40	765,338	2,142299	318689,7	65589,7
28	1683,90	264,000	185,50	800,400	2,158895	335090,0	79714,4
29	1683,90	263,000	214,80	928,700	2,430212	395102,3	102523,5
30	1683,90	262,000	253,00	1101,600	2,771351	475976,3	136620,1
31	1683,90	261,000	276,30	1212,000	2,976832	527615,9	160084,0
32	95,840	45,863	258,60	1127,883	2,871715	27790,1	7692,2
33	227,50	23,371	220,40	945,491	2,521440	54440,6	13222,3
34	298,90	12,828	191,00	811,900	2,245190	60434,8	13004,1
35	82,930	0,059	35,85	2454,800	7,974859	54613,7	2761,4
36	0,000	2,000	20,00	84,106	0,296462	0,0	0,0
37	81214,833	2,400	20,00	84,144	0,296782	2944,6	967,1
38	81214,833	1,700	27,00	113,355	0,395478	661954,5	7259,1
yard.b.YBT	10,520	9,000	320,00	3096,733	7,249504	9.049,3	2847,5
yard.b.OBT	1,08	9,000	300,00	3054,324	7,176772	916,3	286,0
SBD	1,40	4,000	297,31	3061,600	7,558060	1.187,4	329,2

4.1 Kazan

Süperkritik koşullarda buhar üretimi yapan kazan ekipmanının enerji ve ekserji değerlendirilmesi yapılırken, kömürün yanması sonucunda ortaya çıkan enerjinin kömür tüketimi (kg/s) ile kömürün üst ısıl değerinin (kJ/kg) çarpımı olduğu kabul edilmiştir. Yani ;

$$\dot{E}_{kömür} = \dot{m}_{kömür}(Ü.I.D) = 54{,}38\ x\ 26350{,}9 = 1432975{,}5\ kW$$

şeklinde ifade edilir. Bu çalışmada kömürün yanması için gereken hava ve kazandan çevreye atılan baca gazı enerji ve ekserjisi detaylı olarak ele alınmamış olup kazandaki kayıpların içinde düşünülmüştür. Literatürde yanma havası ve baca gazının enerji ve ekserji hesaplamalarına dair birçok çalışma mevcuttur.



Şekil 4.2 : Kazan ve ara kızdırıcıdan oluşan kontrol hacmi

Kazanda kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilebilir olmakta ve kazanın adyabatik yani yüzeylerinden çevreye herhangi bir ısı transferinin olmadığı kabul edilmektedir. Bu koşullarda kazandaki enerji dengesinden;

$$\dot{E}_{kömür} + \dot{E}_{31} + \dot{E}_{2a} + \dot{Q}_{kayıp} = \dot{E}_1 + \dot{E}_6$$

$$\dot{Q}_{kayıp} = \dot{E}_1 + \dot{E}_6 - \dot{E}_{kömür} - \dot{E}_{31} - \dot{E}_{2a} = -160412{,}47\ kW$$

$$\dot{Q}_{kazan} = \dot{E}_{kömür} + \dot{Q}_{kayıp} = 1366{,}08 - 93{,}52 = 1272563{,}12\ kW$$

olarak, kazandaki akışkana aktarılan ($\dot{Q}_{kazan}$) ve aktarılamayan ($\dot{Q}_{kayıp}$) enerji miktarları elde edilir. Ayrıca kazanın üst ısıl değer kullanılarak hesaplanılan termal verimi ise;

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{kazan}}{\dot{E}_{kömür}} = 88{,}80\%$$

şeklinde ifade edilir.

Aynı koşullarda, ekserji denge denklemi Denklem 3.26 kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\dot{E}x_{31} + \dot{E}x_{kömür} + \dot{E}x_{2a} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_6 + \dot{I}_{kazan}$$

Kimyasal kompozisyonu Çizelge 4.2'te verilmiş olan tasarım kömürünün ekserjisi Bölüm 3.3.2 'de açıklanan yöntem ile aşağıdaki gibi saptanabilir;

Çizelge 4.2 : Tasarım kömürünün kimyasal kompozisyonu.

Element	Simge	Birim	Değer
Karbon	C	%	62,60
Hidrojen	H_2	%	3,90
Oksijen	O_2	%	6,30
Nitrojen	N_2	%	1,80
Toplam Sülfür	S	%	1,50
Toplam Nem		%	13,10
Kül Oranı		%	10,80
Alt Isıl Değeri		Kcal / kg	6000
Üst Isıl Değeri		Kcal / kg	6293,8

Kömürün Oksijen / Karbon oranı 0,667'den küçük olduğundan, Denklem 3.15 uygulanarak;

$$\varphi_{kuru} = 1.0437 + 0.1882\frac{h}{c} + 0.0610\frac{o}{c} + 0.0404\frac{n}{c} = 1{,}062726$$

ve buradan kömürün ekserjisi alt ısıl değeri kullanılarak ve Sülfür'ün etkisi de hesaba katılarak Denklem 3.18 'den ;

$$\varepsilon^0 = \left(A.I.D. + wh_{fg}\right)\varphi_{kuru} + 9\,417s = 27179\ kJ/kg$$

$$\dot{E}x_{kömür} = \dot{m}_{kömür}\varepsilon^0 = 1478028\ kW$$

olarak hesaplanır. Ekserji dengesinde yerine koyularak çözümlendiğinde kazandaki tersinmezlik;

$$\dot{I}_{kazan} = \dot{E}x_{31} + \dot{E}x_{2a} + \dot{E}x_{kömür} - \dot{E}x_1 - \dot{E}x_6 = 761097{,}5\ kW$$

olarak bulunur.

Kazanın ekserji verimi ise Denklem 3.29 temel alınarak;

$$\psi_{kazan} = \frac{(\dot{E}x_{çıkan} - \dot{E}x_{giren})}{\dot{E}x_{kömür}} = \frac{\dot{E}x_1 + \dot{E}x_6 - \dot{E}x_{31} - \dot{E}x_{2a}}{\dot{E}x_{kömür}} = 48{,}51\%$$

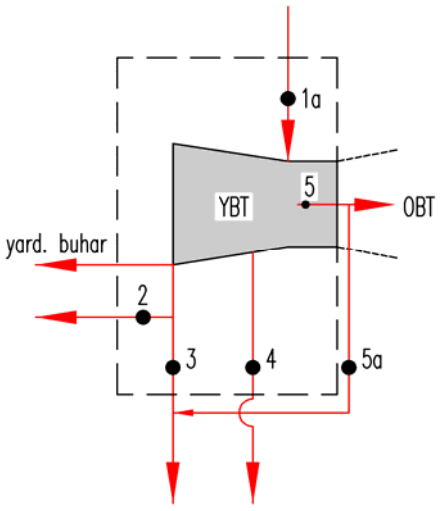
olarak bulunur. Ayrıca kazanda oluşan tersinmezliğin sisteme gire akış hızına oranı yani Bölüm 3.6'da tanımlanmış olan verim hatası Denklem 3.30 kullanılarak;

$$\delta_{kazan} = \frac{\dot{I}_{kazan}}{\dot{E}x_{kömür}} = 0{,}51494$$

şeklinde hesaplanır.

4.2 Yüksek Basınç Türbini

Kazanda süperkritik koşullara ulaşan su buharı ilk olarak yüksek basınç türbininde mekanik iş yapmaktadır. Ayrıca YBT 'den alınan ara çekişler ile kazan besi suyu ısıtılmakta alınan yardımcı buhar türbin sızdırmazlığında ve degazör tankının ısıtılmasında kullanılmaktadır. Şekil 4.3 'te görülen 5 numaralı nokta ise orta basınç türbininin rotor soğutması için YBT'den aktarılmaktadır. Rotor soğutması ile ilgili açıklama Bölüm 2.3.2.1 'de detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 4.3 : Yüksek basınç türbini kontrol hacmi

Yüksek basınç türbini kontrol hacmine, adyabatik varsayımı ile, Denklem 3.5 'te verilen enerji dengesi uygulandığında, türbinden elde edilen iş aşağıdaki gibi bulunur;

$$\dot{E}_{1a} = \dot{E}_2 + \dot{E}_3 + \dot{E}_4 + \dot{E}_{yard.buhar-YBT} + \dot{E}_5 + \dot{W}_{YBT}$$

$$\dot{W}_{YBT} = \dot{E}_{1a} - \dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \dot{E}_4 - \dot{E}_{yard.buhar-YBT} - \dot{E}_5 = 186117{,}74\ kW$$

Aynı koşullarda Denklem 3.26' da verilen ekserji dengesi uygulanarak YBT'deki tersinmezlik;

$$\dot{E}x_{1a} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_3 + \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{yard.buhar-YBT} + \dot{E}x_5 + \dot{W}_{YBT} + \dot{I}_{YBT}$$

$$\dot{I}_{YBT} = \dot{E}x_{1a} - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - \dot{E}x_{yard.buhar-YBT} - \dot{E}x_5 - \dot{W}_{YBT}$$
$$= 10728\ kW$$

şeklinde bulunur. Yüksek basınç türbinin izantropik verimi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\eta_{YBT} = \frac{\dot{W}_{YBT}}{\sum \dot{E}x_{giren} - \sum \dot{E}x_{çıkan}}$$

$$\eta_{YBT} = \frac{\dot{W}_{YBT}}{\dot{E}x_{1a} - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - \dot{E}x_{yard.buhar} - \dot{E}x_5} = 91{,}662\%$$

Yüksek basınç türbininin ekserji verimi ise Denklem 3.29 temel alınarak;

$$\psi_{YBT} = \frac{\dot{W}_{YBT} + \sum \dot{E}x_{çıkan}}{\sum \dot{E}x_{giren}}$$

$$\psi_{YBT} = \frac{\dot{W}_{YBT} + \dot{E}x_2 + \dot{E}x_3 + \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{yard.buhar-YBT} + \dot{E}x_5}{\dot{E}x_{1a}} = 97{,}685\%$$

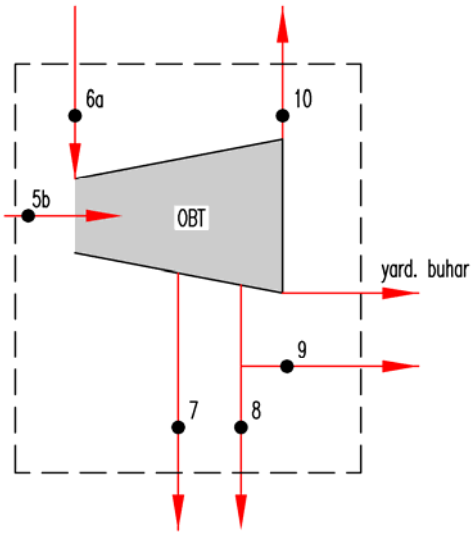
Ayrıca yüksek basınç türbininde oluşan tersinmezliğin sisteme giren ekserji akış hızına oranı, yani Bölüm 3.6'da tanımlanmış olan verim hatası Denklem 3.30 kullanılarak;

$$\delta_{YBT} = \frac{\dot{I}_{YBT}}{\dot{E}x_{kömür}} = 0{,}00726$$

olarak bulunur.

4.3 Orta Basınç Türbini

Yüksek basınç türbininde iş yapan buharın sıcaklık ve basıncı düşmüştür. Kazanda tekrar kızdırılan bu buhar orta basınç türbine gönderilir (Şekil4.4, 6a noktası). Ara çekişler ve yardımcı buhar YBT'de olduğu gibi OBT 'de mevcuttur. 7 numaralı nokta besi suyu ısıtıcısına, 8 numaralı nokta degazör tankına, 9 numaralı nokta ise besi suyu pompasının tahrik türbinine gönderilmektedir. 5b numaralı nokta ise OBT rotorunun soğutulması amacıyla YBT'den gelmektedir.



Şekil 4.4 : Orta basınç türbini kontrol hacmi

Orta basınç türbini kontrol hacmine, adyabatik varsayımı ile, Denklem 3.5 'te verilen enerji dengesi uygulandığında, türbinden elde edilen iş aşağıdaki gibi bulunur;

$$\dot{E}_{5b} + \dot{E}_{6a} = \dot{E}_7 + \dot{E}_8 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{yard.buhar-OBT} + \dot{W}_{OBT}$$

$$\dot{W}_{OBT} = \dot{E}_{5b} + \dot{E}_{6a} - \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{E}_9 - \dot{E}_{10} - \dot{E}_{yard.buhar-OBT} = 154542{,}12\ kW$$

Aynı koşullarda Denklem 3.26' da verilen ekserji dengesi uygulanarak OBT'deki tersinmezlik;

$$\dot{E}x_{5b} + \dot{E}x_{6a} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_8 + \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{yard.buhar-OBT} + \dot{W}_{OBT} + \dot{I}_{OBT}$$

$$\dot{I}_{OBT} = \dot{E}x_{5b} + \dot{E}x_{6a} - \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{yard.buhar-OBT} - \dot{W}_{OBT}$$

$= 4677{,}9\ kW$ olarak bulunur.

Orta basınç türbinin izantropik verimi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\eta_{OBT} = \frac{\dot{W}_{OBT}}{\sum \dot{E}x_{giren} - \sum \dot{E}x_{çıkan}}$$

$$\eta_{OBT} = \frac{\dot{W}_{OBT}}{\dot{E}x_{5b} + \dot{E}x_{6a} - \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{yard.buhar-OBT}} = 95{,}335\%$$

Orta basınç türbininin ekserji verimi ise Denklem 3.29 temel alınarak;

$$\psi_{OBT} = \frac{\dot{W}_{OBT} + \sum \dot{E}x_{çıkan}}{\sum \dot{E}x_{giren}}$$

$$\psi_{OBT} = \frac{\dot{W}_{OBT} + \dot{E}x_7 + \dot{E}x_8 + \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{yard.buhar-OBT}}{\dot{E}x_{5b} + \dot{E}x_{6a}} = 98{,}712\%$$

Ayrıca orta basınç türbininde oluşan tersinmezliğin sisteme giren ekserji akış hızına oranı, yani Bölüm 3.6'da tanımlanmış olan verim hatası Denklem 3.30 kullanılarak;

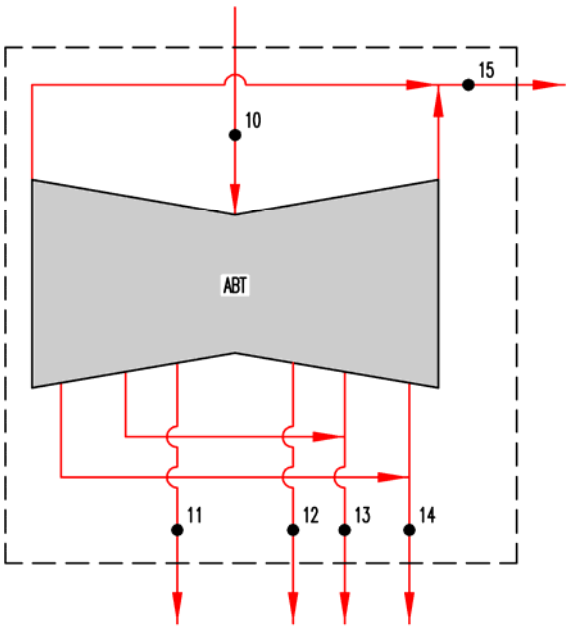
$$\delta_{OBT} = \frac{\dot{I}_{OBT}}{\dot{E}x_{kömür}} = 0{,}00317$$

şeklinde hesaplanır.

4.4 Alçak Basınç Türbini

Orta basınç türbininde iş yaptıktan sonra buhar düşük basınçta dolayısıyla daha yüksek özhacimde olmak durumundadır. Bu koşullardaki buharın iş yaptırma potansiyeli halen devam etmekte fakat buharın özhacminin yüksek olması sebebiyle daha büyük çapta türbin kanatlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Burada alçak basınç türbini kullanılmaktadır.

Alçak basınç türbininde kazan besi suyunun ısıtılması için ara çekişler mevcut olmakla beraber, bu türbinin atmosfer basıncından da alçak basınçlarda çalışması sebebiyle türbine dışarıdan hava girmesi riski veya yüksek özhacimli buharın dışarı çıkması ihtimalleri yüksektir. Bu sebeple, YBT ve ABT 'den çekilen sızdırmazlık buharları sızdırmazlığı sürekli olarak sağlamaktadır. Sızdırmazlık buharı türbin yataklarından sonra sızdırmazlık buharı yoğuşturucusuna gitmekte ve burada yoğuşmaktadır. Sızdırmazlık buharı, türbinin enerji ve ekserji dengesinde etkili olmadığından kontrol hacminde (Şekil 4.5) gösterilmemiştir.



Şekil 4.5 : Alçak basınç türbini kontrol hacmi

Alçak basınç türbini kontrol hacmine, adyabatik varsayımı ile, Denklem 3.5 'te verilen enerji dengesi uygulandığında, türbinden elde edilen iş aşağıdaki gibi bulunur;

$$\dot{E}_{10} = \dot{E}_{11} + \dot{E}_{12} + \dot{E}_{13} + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{15} + \dot{W}_{ABT}$$

$$\dot{W}_{ABT} = \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11} - \dot{E}_{12} - \dot{E}_{13} - \dot{E}_{14} - \dot{E}_{15} = 265724{,}4\ kW$$

Aynı koşullarda Denklem 3.26' da verilen ekserji dengesi uygulanarak ABT'deki tersinmezlik;

$$\dot{E}x_{10} = \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{14} + \dot{E}x_{15} + \dot{W}_{ABT} + \dot{I}_{ABT}$$

$$\dot{I}_{ABT} = \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15} - \dot{W}_{ABT} = 26322{,}96\ kW$$

olarak bulunur. Alçak basınç türbinin izantropik verimi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\eta_{ABT} = \frac{\dot{W}_{ABT}}{\sum \dot{E}x_{giren} - \sum \dot{E}x_{çıkan}}$$

$$\eta_{ABT} = \frac{\dot{W}_{ABT}}{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15}} = 90{,}987\%$$

Alçak basınç türbininin ekserji verimi ise Denklem 3.29 temel alınarak;

$$\psi_{ABT} = \frac{\dot{W}_{ABT} + \sum \dot{E}x_{çıkan}}{\sum \dot{E}x_{giren}}$$

$$\psi_{ABT} = \frac{\dot{W}_{ABT} + \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{14} + \dot{E}x_{15}}{\dot{E}x_{10}} = 92{,}596\%$$

Ayrıca alçak basınç türbininde oluşan tersinmezliğin sisteme giren ekserji akış hızına oranı, yani Bölüm 3.6'da tanımlanmış olan verim hatası Denklem 3.30 kullanılarak;

$$\delta_{ABT} = \frac{\dot{I}_{ABT}}{\dot{E}x_{kömür}} = 0{,}01781$$

bulunur.

Böylelikle üç silindirli buhar türbininin toplam mekanik gücü, 606384,27 kW hesaplanmıştır. Türbinlerin jeneratör çıkışındaki elektrik gücü, jeneratör kayıpları dikkate alındığında;

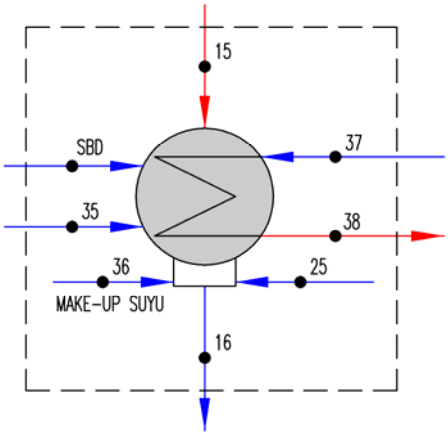
$$\dot{W}_{elk} = \dot{W}_{mek}.\eta_{jen.} = 606384\,,27.0{,}989 = 599714{,}04\ kW$$

şeklinde bulunur. Bu güç santralin iç tüketimleri içermediğinden "jeneratör çıkışındaki brüt elektrik gücü" olarak tanımlanmaktadır.

4.5 Yoğuşturucu

ABT çıkışında artık buhar sıcaklık ve basıncı düşük ve içerisinde bir miktar nem içererek yani yaş buhar fazında bulunmaktadır. Artık bu buhardan elektrik üretmek mümkün olmamakta ve '*çürük buhar*' adını almaktadır. Çürük buhar yoğuşturucuda deniz suyu ile soğutulmakta ve aynı sıcaklıkta hal değiştirilerek su haline getirilmektedir. Şekil 4.6'da verilen kontrol hacminde 'SBD' ile ifade edilmekte olan nokta sızdırmazlık buharının düzenlenmesi için kullanılan kısma ekipmanında yoğuşan suyu temsil etmektedir. Ayrıca, "Make-Up Suyu" ile ifade edilen nokta ise çevrimde eksilen su ve su buharını tamamlamak amacıyla yoğuşturucu toplama tankına bağlanmaktadır.

Şekil 4.6'da verilen kontrol hacminde "37" ve "38" numara ile ifade edilen noktalar yoğuşturucunun deniz suyu soğutma suyu giriş ve çıkışlarını ifade etmektedir. Ayrıca, nominal işletme koşullarında, çevrimde su kaybı olmayacağı varsayılmıştır. Dolayısıyla, 36 numaralı noktada kütle akışı 0' dır.



Şekil 4.6 : Yoğuşturucu kontrol hacmi

Verilen yoğuşturucu kontrol hacmine, adyabatik varsayımı ile, Denklem 3.5 'te verilen enerji dengesi uygulandığında kontrol hacminden çevreye doğru herhangi bir iş ya da ısı enerjisi olmadığından ifade aşağıdaki gibi olmaktadır;

$$\dot{E}_{15} + \dot{E}_{25} + \dot{E}_{35} + \dot{E}_{36} + \dot{E}_{37} + \dot{E}_{SBD} = \dot{E}_{16} + \dot{E}_{38}$$

Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı soğutma suyunun kazandığı enerji miktarına eşit olmaktadır ve ;

$$\dot{Q}_{yoğuş.} = \dot{E}_{37} - \dot{E}_{38} = -659168{,}342\ kW$$

olarak hesaplanır. Aynı varsayımlar içerisinde, Denklem 3.26 ile ifade edilen ekserji dengesi uygulandığında tersinmezlik;

$$\dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{25} + \dot{E}x_{35} + \dot{E}x_{36} + \dot{E}x_{37} + \dot{E}x_{SBD} = \dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{38} + \dot{I}_{yoğuş.}$$

$$\dot{I}_{yoğuş.} = \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{25} + \dot{E}x_{35} + \dot{E}x_{36} + \dot{E}x_{SBD} - \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{38}$$

$$\dot{I}_{yoğuş.} = 21564{,}69\ kW$$

olarak bulunur. Yoğuşturucunun ekserji verimi ise Denklem 3.29 temel alınarak;

$$\psi_{yoğuş.} = \frac{\sum \dot{E}x_{çıkan}}{\sum \dot{E}x_{giren}}$$

$$\psi_{yoğuş.} = \frac{\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{38}}{\dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{25} + \dot{E}x_{35} + \dot{E}x_{36} + \dot{E}x_{37} + \dot{E}x_{SBD}} = 26{,}036\%$$

bulunur.

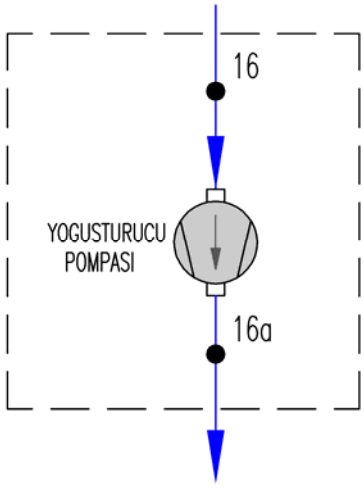
Ayrıca yoğuşturucuda oluşan tersinmezliğin sisteme giren ekserji akış hızına oranı, yani Bölüm 3.6'da tanımlanmış olan verim hatası Denklem 3.30 kullanılarak;

$$\delta_{yoğuş.} = \frac{\dot{I}_{yoğuş.}}{\dot{E}x_{kömür}} = 0{,}01459$$

olarak hesaplanır.

4.6 Yoğuşturucu Pompası

Yoğuşturucu pompası, yoğuşmuş olan suyun besi suyu ısıtıcılarından geçerek degazör tankına ulaşması için gereken basıncı sağlamaktadır (Şekil 4.7).



Şekil 4.7 : Yoğuşturucu pompası kontrol hacmi

Denklem 3.5 'te verilen enerji dengesi, Şekil 4.7 ile gösterilmiş olan ve adyabatik olduğu varsayılan yoğuşturucu pompasına uygulandığında;

$$\dot{E}_{16} = \dot{E}_{16a} + \dot{W}_{YP}$$

$$\dot{W}_{YP} = \dot{E}_{16a} - \dot{E}_{17} = -1906\ kW$$

Aynı şekilde Denklem 3.26 'ile ifade edilen ekserji dengesi uygulandığında tersinmezlik;

$$\dot{E}x_{16} = \dot{E}x_{16a} + \dot{W}_{YP} + \dot{I}_{YP}$$

$$\dot{I}_{YP} = \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{16a} - \dot{W}_{YP} = 596\ kW$$

olarak bulunur. Pompanın izantropik verimini hesaplamak için pompanın sistem üzerindeki tersinir gücü;

$$(\dot{W}_{tersinir})_{YP} = \dot{I}_{YP} + \dot{W}_{YP} = -1{,}310\ kW$$

olarak hesaplanır ve pompa izantropik verimi

$$\eta_{YP} = \frac{(\dot{W}_{tersinir})_{YP}}{\dot{W}_{YP}} = 68{,}739\%$$

bulunur. Yoğuşturucu pompasının ekserji verimi ise Denklem 3.29 temel alınarak;

$$\psi_{YP} = \frac{\sum \dot{E}x_{çıkan}}{|\dot{W}_{YP}| + \sum \dot{E}x_{giren}}$$

$$\psi_{YP} = \frac{\dot{E}x_{16a}}{|\dot{W}_{YP}| + \dot{E}x_{16}} = 73{,}354\%$$

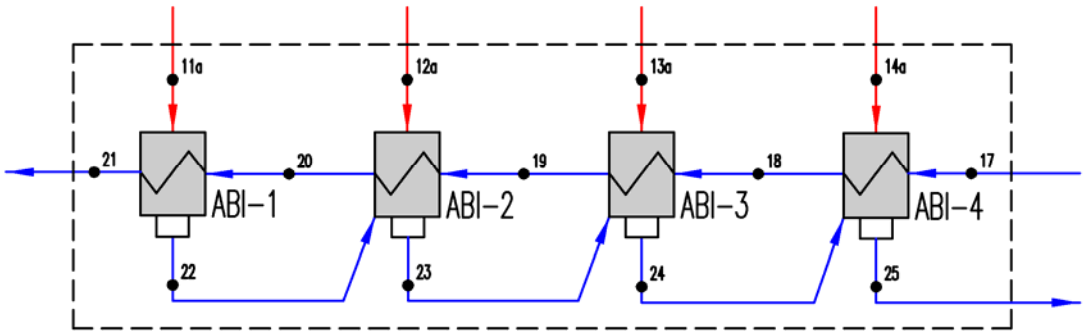
bulunur. Ayrıca yoğuşturucu pompasında oluşan tersinmezliğin sisteme giren ekserji akış hızına oranı, yani Bölüm 3.6'da tanımlanmış olan verim hatası Denklem 3.30 kullanılarak;

$$\delta_{YP} = \frac{\dot{I}_{YP}}{\dot{E}x_{kömür}} = 0{,}00040$$

olarak hesaplanır.

4.7 Alçak Basınç Isıtıcıları (ABI)

Yoğuşturucu pompası ile degazöre gönderilen su, ABT'den alınan ara çekiş buharlarının ısı değiştiricilerinde kullanılması vasıtasıyla ısıtılmaktadır. Besi suyu ısıtıcılarında yoğuşan buharlar bir sonraki ısı değiştiricisine aktarılmaktadır. Bu kaskat sistem birlikte düşünülerek, kontrol hacmi Şekil 4.8 'de verilmiştir.



Şekil 4.8 : Alçak basınç ısıtıcıları kontrol hacmi

Alçak basınç ısıtıcıları yüzeyleri ile çevre arasında oluşan ısı transferleri ihmal edildiğinde yani adyabatik varsayımı yapıldığında Denklem 3.5 uygulanırsa, kontrol hacminden çevreye herhangi bir ısı veya iş transferi yapılmadığından dolayı enerji dengesi giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması gerektiğini ortaya çıkarır.

$$\dot{E}_{17} + \dot{E}_{11a} + \dot{E}_{12a} + \dot{E}_{13a} + \dot{E}_{14a} = \dot{E}_{21} + \dot{E}_{25}$$

Alçak basınç ısıtıcılarında akışkana aktarılan enerji miktarı ise

$$\dot{Q}_{ABI} = \dot{E}_{21} - \dot{E}_{17} = 169411{,}2\ kW$$

şeklinde bulunur. Alçak basınç ısıtıcıları kontrol hacmine Denklem 3.26 'ile ifade edilen ekserji dengesi uygulanarak ısı geçişinden dolayı oluşan tersinmezlik miktarı ise;

$$\dot{E}x_{17} + \dot{E}x_{11a} + \dot{E}x_{12a} + \dot{E}x_{13a} + \dot{E}x_{14a} = \dot{E}x_{21} + \dot{E}x_{25} + \dot{I}_{ABI}$$

$$\dot{I}_{ABI} = \dot{E}x_{17} + \dot{E}x_{11a} + \dot{E}x_{12a} + \dot{E}x_{13a} + \dot{E}x_{14a} - \dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{25} = 7025{,}8\ kW$$

olarak hesaplanır. Alçak basınç ısıtıcılarındaki toplam ekserji verimi ise Denklem 3.29 temel alınarak;

$$\psi_{ABI} = \frac{\sum \dot{E}x_{çıkan}}{\sum \dot{E}x_{giren}}$$

$$\psi_{ABI} = \frac{\dot{E}x_{21} + \dot{E}x_{25}}{\dot{E}x_{17} + \dot{E}x_{11a} + \dot{E}x_{12a} + \dot{E}x_{13a} + \dot{E}x_{14a}} = 82{,}253\%$$

bulunur.

Ayrıca alçak basınç ısıtıcılarında oluşan toplam tersinmezliğin sisteme giren ekserji akış hızına oranı, yani Bölüm 3.6'da tanımlanmış olan verim hatası Denklem 3.30 kullanılarak;

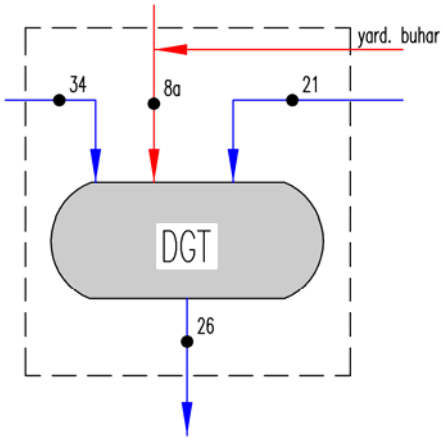
$$\delta_{ABI} = \frac{\dot{I}_{ABI}}{\dot{E}x_{kömür}} = 0{,}00475$$

olarak hesaplanır.

4.8 Degazör Tankı

Alçak basınç ısıtıcılarında ısıtılan su, içerisinde bulunan bazı gazların ayrıştırılması amacıyla yani gazsızlaştırma prosesi için degazör tankına gönderilir. Degazör

tankında gazlaştırma prosesinin gerçekleşmesi için tankın belirli bir sıcaklığın üstünde olması gerekmektedir. Bu amaçla buhar türbininin yüksek basınç ve orta basınç silindirlerinden buhar alınmaktadır. Şekil 4.9'da verilen kontrol hacminde bu buharlar, yüksek basınç türbininden "yard. buhar" ismi ile gösterilen nokta orta basınç türbininden gelen akım ile birleşerek "8a" numarası ile ifade edilmektedir.



Şekil 4.9 : Degazör tankı kontrol hacmi

Denklem 3.5 'te verilen enerji dengesi degazör tankı kontrol hacmine tank adyabatik varsayılarak uygulandığında ,enerji dengesi aşağıdaki gibi olmaktadır;

$$\dot{E}_{8a} + \dot{E}_{21} + \dot{E}_{34} = \dot{E}_{26}$$

Degazörde akışkana aktarılan enerji miktarı ise

$$\dot{Q}_{degazör} = \dot{E}_{26} - \dot{E}_{21} = 126834{,}9\ kW$$

şeklinde bulunur.

Kontrol hacmine, Denklem 3.26 ile ifade edilen ekserji dengesi uygulanarak ısı geçişinden dolayı oluşan tersinmezlik miktarı ise;

$$\dot{E}x_{8a} + \dot{E}x_{21} + \dot{E}x_{34} = \dot{E}x_{26} + \dot{I}_{degazör}$$

$$\dot{I}_{degazör} = \dot{E}x_{8a} + \dot{E}x_{21} + \dot{E}x_{34} - \dot{E}x_{26} = 2607{,}74\ kW$$

olarak bulunur. Degazör tankı ekserji verimi ise Denklem 3.29 temel alınarak;

$$\psi_{degazör} = \frac{\sum \dot{E}x_{çıkan}}{\sum \dot{E}x_{giren}}$$

$$\psi_{degazör} = \frac{\dot{E}x_{26}}{\dot{E}x_{8a} + \dot{E}x_{21} + \dot{E}x_{34}} = 96{,}141\%$$

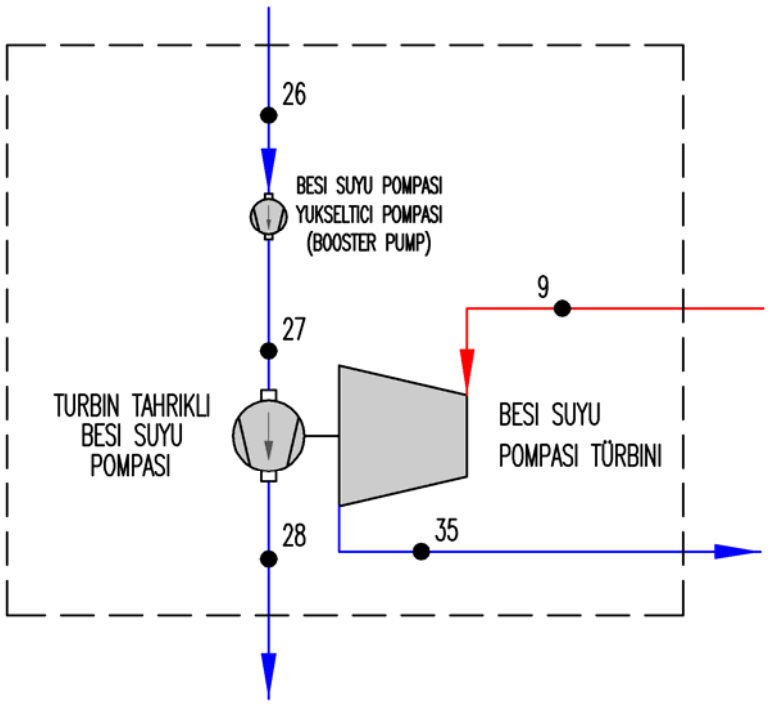
bulunur. Ayrıca degazör tankında oluşan toplam tersinmezliğin sisteme giren ekserji akış hızına oranı, yani Bölüm 3.6'da tanımlanmış olan verim hatası Denklem 3.30 kullanılarak;

$$\delta_{degazör} = \frac{\dot{I}_{degazör}}{\dot{E}x_{kömür}} = 0{,}00176$$

olarak hesaplanır.

4.9 Besi Suyu Pompa Sistemi

Degazörde gazsızlaştırılan ve ısınan su, besi suyu pompa sistemi ile basınçlandırılarak önce yüksek basınç ısıtıcılarına ve sonrasında kazana ulaştırılmaktadır. Burada önemli olan süperkritik koşulların yakalanması için basınç kayıplarının da gözönünde bulundurulması ile kazanda gereken akışkan basıncına ulaşmaktır. Bu amaçla besi suyu pompa sisteminde iki adet türbin tahrikli besi suyu pompası ve öncelerinde birer adet yükseltici pompa bulunmaktadır (Şekil 4.10).



Şekil 4.10 : Besi suyu pompa sistemi kontrol hacmi

Ayrıca tesisin ilk kalkışında türbin tahrikli pompaların buhar ihtiyacı sağlanamayacağından ve bir adet elektrik motoru tahrikli pompa kullanılmaktadır. Fakat bu pompa sadece tesisin devreye alınmasında çalışacağından analizde ele alınmayacaktır.

Kontrol hacmi incelenirken çift ve özellikleri aynı olan pompalar tek bir pompa olarak kabul edilmiş olup sistemin çözümlenmesinde, türbin tahrikli besi suyu pompası, tahrik elemanı olan besi suyu pompası türbini ve yükseltici pompa üç ayrı alt kontrol hacmi şeklinde incelenecektir. Türbin ve pompaların adyabatik olduğu varsayılmıştır.

4.9.1 Yükseltici pompa

Besi suyu pompasına gereken emiş basıncını sağlamak amacıyla olarak kullanılan yükseltici pompa *(booster pompası)*, degazör tankından suyu 10,02 bar(a) basınçta alır ve yaklaşık 18 bar(a)'a yükseltir.

Bu pompanın hidrolik gücü Denklem 3.5 enerji dengesinden;

$$\dot{E}_{26} = \dot{E}_{27} + \dot{W}_{Yükseltici\ Pompa}$$

$$\dot{W}_{Yükseltici\ Pompa} = \dot{E}_{26} - \dot{E}_{27} = -1009\ kW$$

olarak bulunur.

Çevrime dışardan iş yapıldığı için büyüklük negatif olarak ifade edilmiştir. Aynı şekilde Denklem 3.26 'ile ifade edilen ekserji dengesi uygulandığında yükseltici pompasındaki tersinmezlik;

$$\dot{E}x_{26} = \dot{E}x_{27} + \dot{W}_{Yükseltici\ Pompa} + \dot{I}_{Yükseltici\ Pompa}$$

$$\dot{I}_{Yükseltici\ Pompa} = \dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{27} - \dot{W}_{Yükseltici\ Pompa} = 380{,}6\ kW$$

şeklinde hesaplanır. Pompanın izantropik verimini hesaplamak için pompanın sistem üzerindeki tersinir gücü;

$$(\dot{W}_{tersinir})_{Yükseltici\ Pompa} = \dot{I}_{Yükseltici\ Pompa} + \dot{W}_{Yükseltici\ Pompa} = -0{,}629\ kW$$

olarak hesaplanır ve pompa izantropik verimi

$$\eta_{YP} = \frac{(\dot{W}_{tersinir})_{Yükseltici\ Pompa}}{\dot{W}_{Yükseltici\ Pompa}} = 62{,}293\%$$

bulunur. Yükseltici pompanın ekserji verimi ise Denklem 3.29 temel alınarak;

$$\psi_{Yükseltici\ Pompa} = \frac{\sum \dot{E}x_{çıkan}}{\left|\dot{W}_{Yükseltici\ Pompa}\right| + \sum \dot{E}x_{giren}}$$

$$\psi_{Yükseltici\ Pompa} = \frac{\dot{E}x_{27}}{\left|\dot{W}_{Yükseltici\ Pompa}\right| + \dot{E}x_{26}} = 99{,}423\%$$

bulunur. Ayrıca yükseltici pompada oluşan tersinmezliğin sisteme giren ekserji akış hızına oranı, yani Bölüm 3.6'da tanımlanmış olan verim hatası Denklem 3.30 kullanılarak;

$$\delta_{YP} = \frac{\dot{I}_{YP}}{\dot{E}x_{kömür}} = 0{,}00026$$

olarak hesaplanır.

4.9.2 Besi suyu pompası (BSP) ve tahrik türbini (BSPT)

Türbin tahrikli besi suyu pompasının hidrolik gücü enerji dengesinden;

$$\dot{E}_{27} = \dot{E}_{28} + \dot{W}_{BSP}$$

$$\dot{W}_{BSP} = \dot{E}_{27} - \dot{E}_{28} = -16400\ kW$$

şeklinde bulunur. Pompanın şaft gücü ise tahrik edildiği türbinin şaft gücüne eşit olmalıdır. Tahrik türbininin şaft gücü de enerji dengesinden;

$$\dot{E}_{9} = \dot{E}_{35} + \dot{W}_{BSPT}$$

$$\dot{W}_{BSPT} = \dot{E}_{9} - \dot{E}_{35} = 17196\ kW$$

olarak bulunur. Besi suyu pompası için tersinmezlik miktarı Denklem 3.26 kullanılarak;

$$\dot{E}x_{27} = \dot{E}x_{28} + \dot{W}_{Besi\ Suyu\ Pompası} + \dot{I}_{Besi\ Suyu\ Pompası}$$

$$\dot{I}_{BSP} = \dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{28} - \dot{W}_{Besi\ Suyu\ Pompası} = 2275{,}6\ kW$$

bulunur. Besi suyu pompasının şaft gücü de bilindiğinden bu pompa için üç tip verim değeri bulunabilir. Bunlar pompanın enerji verimi, pompanın izantropik verimi ve ekserji verimleridir. Enerji verimi pompa hidrolik gücünün pompa şaft gücüne oranı olarak ifade edilebilir ve;

$$\eta_{BSP} = \frac{\left|\dot{W}_{BSP}\right|}{\left|\dot{W}_{BSPT}\right|} = 95{,}37\%$$

olarak bulunur.

Pompanın izantropik verimini hesaplamak için pompanın sistem üzerindeki tersinir gücü;

$$(\dot{W}_{tersinir})_{BSP} = \dot{I}_{BSP} + \dot{W}_{BSP}$$

$$(\dot{W}_{tersinir})_{BSP} = -14{,}125\ kW$$

olarak hesaplanır ve pompa izantropik verimi;

$$(\eta_{izantropik})_{BSP} = \frac{(\dot{W}_{tersinir})_{BSP}}{\dot{W}_{BSP}} = 86{,}125\%$$

olarak bulunur. Üçüncü olarak besi suyu pompasının ekserji verimi de Denklem 3.29 temel alınarak;

$$\psi_{BSP} = \frac{\sum \dot{E}x_{çıkan}}{\left|\dot{W}_{BSP}\right| + \sum \dot{E}x_{giren}}$$

$$\psi_{BSP} = \frac{\dot{E}x_{28}}{\left|\dot{W}_{BSP}\right| + \dot{E}x_{27}} = 97{,}225\%$$

şeklinde bulunur.

Besi suyu pompası tahrik türbini için tersinmezlik ekserji dengesinden;

$$\dot{E}x_{9} = \dot{E}x_{35} + \dot{W}_{BSPT} + \dot{I}_{BSPT}$$

$$\dot{I}_{BSPT} = \dot{E}x_{9} - \dot{E}x_{35} - \dot{W}_{BSPT} = 4239{,}7\ kW$$

şeklinde ifade edilir. Besi suyu pompası tahrik türbininin izantropik verimi

$$\eta_{BSPT} = \frac{\dot{W}_{BSPT}}{\sum \dot{E}x_{giren} - \sum \dot{E}x_{çıkan}}$$

$$\eta_{ABT} = \frac{\dot{W}_{BSPT}}{\dot{E}x_{9} - \dot{E}x_{35}} = 80{,}222\%$$

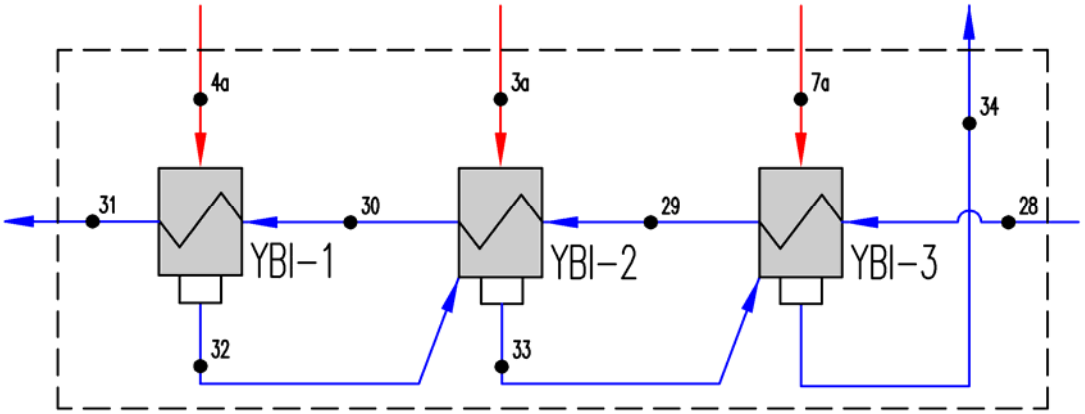
bulunur ve ekserji verimleri ise Denklem 3.29 temel alınarak aşağıdaki şekilde ortaya çıkar;

$$\psi_{BSPT} = \frac{\dot{W}_{BSPT} + \sum \dot{E}x_{çıkan}}{\sum \dot{E}x_{giren}}$$

$$\psi_{BSPT} = \frac{\dot{W}_{BSPT} + \dot{E}x_{35}}{\dot{E}x_{9}} = 82{,}479\%$$

4.10 Yüksek Basınç Isıtıcıları (YBI)

Yüksek basınç ısıtıcılarında besi suyu pompa sistemi ile kazana gönderilen su, YBT ve OBT'den alınan ara çekiş buharlarının ısı değiştiricilerinde kullanılması vasıtasıyla ısıtılmaktadır. ABI'daki gibi yoğuşan buharlar bir sonraki ısı değiştiricisine aktarılmakta olup sistemin kontrol hacmi Şekil 4.11'de verilmiştir.



Şekil 4.11 : Yüksek basınç ısıtıcıları kontrol hacmi

Yüksek basınç ısıtıcıları kontrol hacmine, adyabatik varsayımı ile Denklem 3.5 enerji dengesi uygulandığında, sistemden çevreye herhangi bir iş veya ısı transferi olmaması sebebiyle aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\dot{E}_{28} + \dot{E}_{3a} + \dot{E}_{4a} + \dot{E}_{7a} = \dot{E}_{31} + \dot{E}_{34}$$

Yüksek basınç ısıtıcılarında akışkana aktarılan enerji miktarı ise

$$\dot{Q}_{YBI} = \dot{E}_{31} - \dot{E}_{28} = 192525{,}9\ kW$$

şeklinde bulunur. Kontrol hacmine, Denklem 3.26 'ile ifade edilen ekserji dengesi uygulanarak ısı geçişinden dolayı oluşan tersinmezlik miktarı ise;

$$\dot{E}x_{28} + \dot{E}x_{3a} + \dot{E}x_{4a} + \dot{E}x_{7a} = \dot{E}x_{31} + \dot{E}x_{34} + \dot{I}_{YBI}$$

$$\dot{I}_{YBI} = \dot{E}x_{28} + \dot{E}x_{3a} + \dot{E}x_{4a} + \dot{E}x_{7a} - \dot{E}x_{31} - \dot{E}x_{34} = 5150{,}83\ kW$$

olarak bulunur. Yüksek basınç ısıtıcıları toplam ekserji verimi ise Denklem 3.29 temel alınarak;

$$\psi_{YBI} = \frac{\sum \dot{E}x_{çıkan}}{\sum \dot{E}x_{giren}}$$

$$\psi_{YBI} = \frac{\dot{E}x_{31} + \dot{E}x_{34}}{\dot{E}x_{28} + \dot{E}x_{3a} + \dot{E}x_{4a} + \dot{E}x_{7a}} = 97{,}11\%$$

bulunur. Ayrıca yüksek basınç ısıtıcılarında oluşan toplam tersinmezliğin sisteme giren ekserji akış hızına oranı, yani Bölüm 3.6'da tanımlanmış olan verim hatası Denklem 3.30 kullanılarak;

$$\delta_{YBI} = \frac{\dot{I}_{YBI}}{\dot{E}x_{kömür}} = 0{,}00348$$

olarak hesaplanır.

4.11 Santralin Brüt Enerji ve Ekserji Verimi

Santralin toplam enerji verimi aşağıdaki şekilde tanımlanarak hesaplanmaktadır.

$$\eta_{santral} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{kömür}}$$

Burada $\dot{W}_{net}$ türbinlerden üretilen elektrik gücünden yoğuşturucu ve yükseltici pompa güçlerinin çıkarılması ile elde edilir. Bu durum da verim;

$$\eta_{santral} = \frac{\dot{W}_{YBT} + \dot{W}_{OBT} + \dot{W}_{ABT} - |\dot{W}_{YP}| - |\dot{W}_{Yükseltici\ Pompa}|}{\dot{E}_{kömür}} = 42{,}113\%$$

şeklinde hesaplanır.

Santralin ekserji verimi ise enerji veriminden farklı olarak, yakıtın ekserji akış hızı kullanılarak hesaplanır. Kömürün ekserjisi alt ısıl değerinden daha fazla bulunduğundan santral ekserji verimi daha düşük çıkacaktır.

$$\psi_{santral} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_{kömür}} = 40{,}829\%$$

4.12 Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları

Böylelikle Şekil 4.1 'de verilmiş olan santralin proses akış şeması üzerindeki bütün elemanlara ve santral geneline enerji ve ekserji denge denklemleri uygulanmış olup, enerji ve ekserji verimleri hesaplanmış ve tersinmezlik miktarları belirlenmiştir. Ayrıca buhar üretimi ve ön ısıtma bölümleri için boru ve vana kayıplarından dolayı oluşan tersinmezlikler hesaplanmış, ekipmanların gerçek, tersinir ve tersinmez

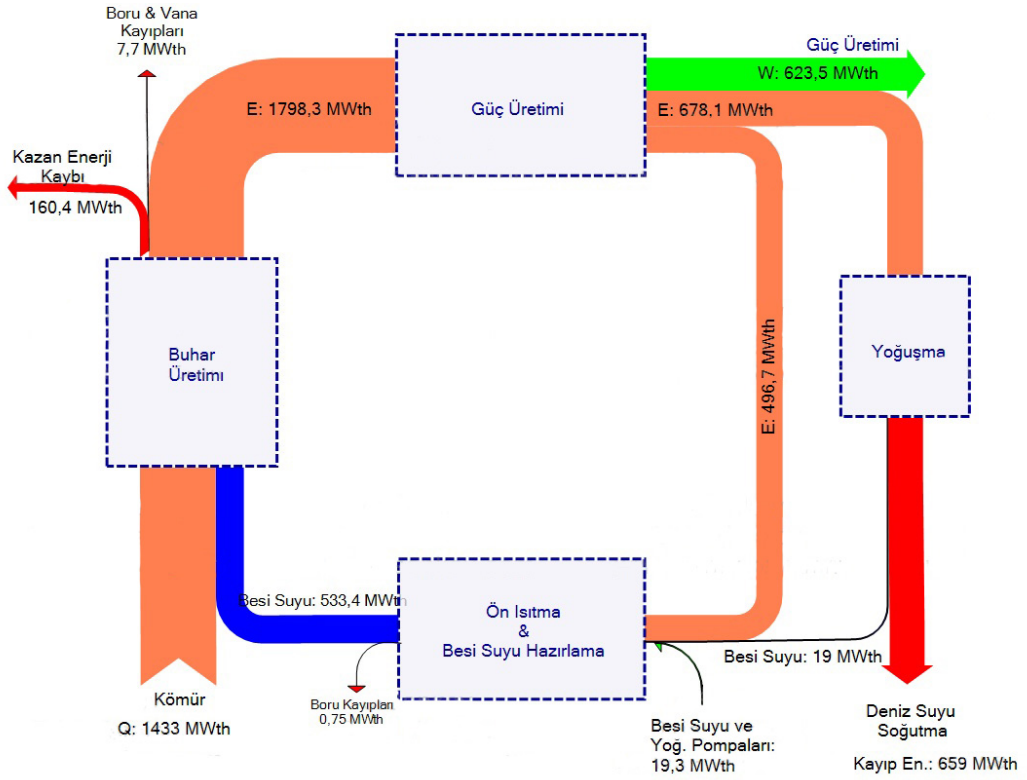
güçleri ile birlikte herbir ekipman tersinmezliğinin toplam tersinir güce oranı olan "δ" verim hatası da Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3 : Atlas İskenderun Termik Santrali'nin ekserji analizi sonuçları.

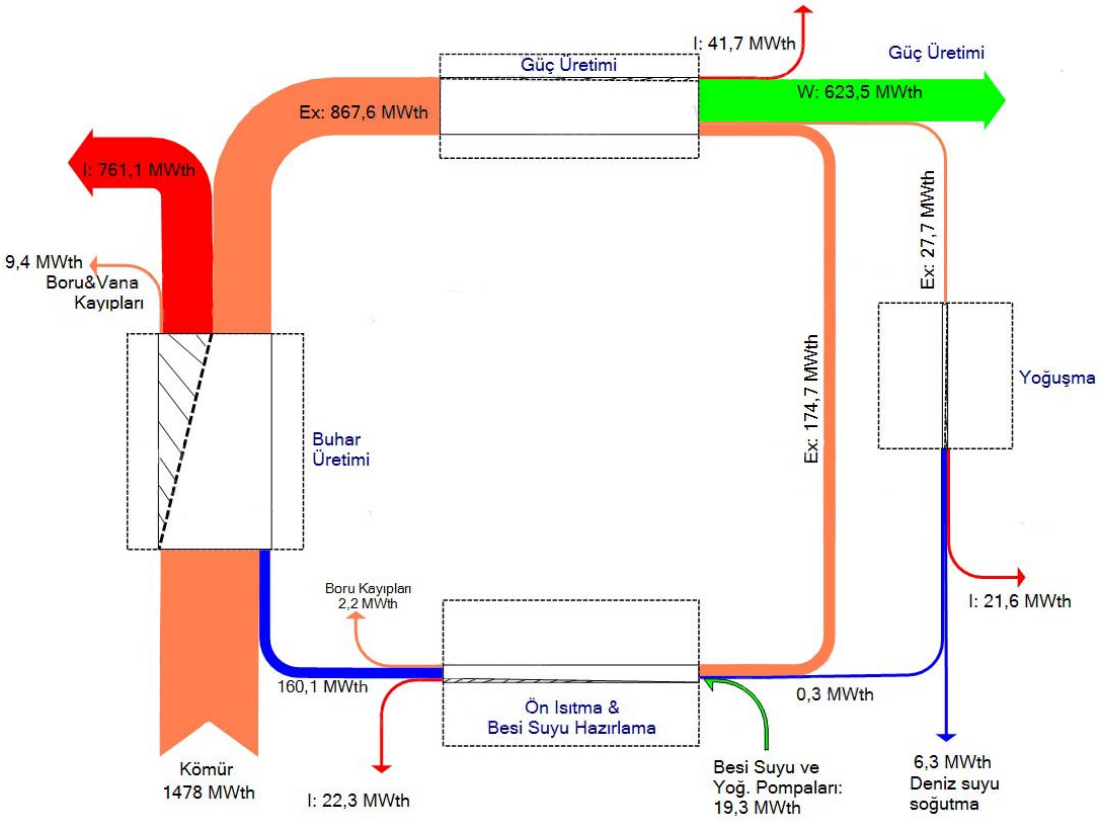
Sistem	Gerçek Güç (MW_{th})	Tersinir Güç (MWth)	Tersinmez Güç (MW_{th})	δ (%)
Buhar Üretimi (Toplam)			*770,545*	*52,133*
Kazan	716,931	**1478,028**	761,097	51,494
Borular-vanalar	0,000	9,448	9,448	0,639
Güç Üretimi (Toplam)			*41,729*	*2,823*
Yüksek Basınç Türbini	186,118	196,846	10,728	0,781
Orta Basınç Türbini	154,542	159,220	4,678	0,317
Alçak Basınç Türbini	265,883	292,054	26,323	1,781
Yoğuşturucu Bölümü (Toplam)			*21,565*	*1,459*
Yoğuşturucu	0,000	21,560	21,565	1,459
Ön Isıtma Bölümü (Toplam)			*24,486*	*1,657*
Yoğuşturucu Pompası	-1,881	-1,309	0,596	0,040
Alçak Basınç Isıtıcıları	0,000	7,025	7,025	0,475
Degazör Tankı	0,000	2,608	2,608	0,176
Yükseltici Pompa	-1,009	-0,629	0,381	0,026
Besi Suyu Pompası	-16,400	-14,125	2,276	0,154
Besi Suyu Pompası Türbini	17,196	21,436	4,240	0,287
Yüksek Basınç Isıtıcıları	0,000	5,210	5,151	0,348
Borular-vanalar	0,000	2,211	2,211	0,150
Diğer Kayıplar (Toplam)			*15,438*	*1,044*
Isıl Kayıplar				
Sızdırmazlık Buhar Yoğ.				
Hesaplanmayan Drenaj ve Diğer E.				
Hesaplama Hatası				
Toplam Tersinmezlik			873,763	59,117
Çevrimdeki güç üretimi			623,581	42,190
Çevrimdeki güç tüketimi			-19,315	-1,307
Toplam			**1478,028**	**100,000**

Santraldeki toplam tersinir güç yakıtın ekserji hızına eşittir ve 1478,028 MWth olarak bulunmuştur. Santraldeki toplam tersinmezlik miktarı ise tersinir gücün %59,117'i olarak 873,763 MWth hesaplanmıştır. Çizelge 4.3'te ekipmanların tersinmezlikleri ve toplam tersinmezlik verildikten sonra çevrimdeki güç üretim ve tüketimi de belirlenerek santraldeki toplam kullanılabilir işin nasıl tüketildiği anlaşılmış olur. Çevrimdeki güç tüketimi hesaplanırken türbin tahrikli pompanın şaft gücünün çevrim içerisindeki buhardan sağlandığı gözönünde bulundurulmuştur.

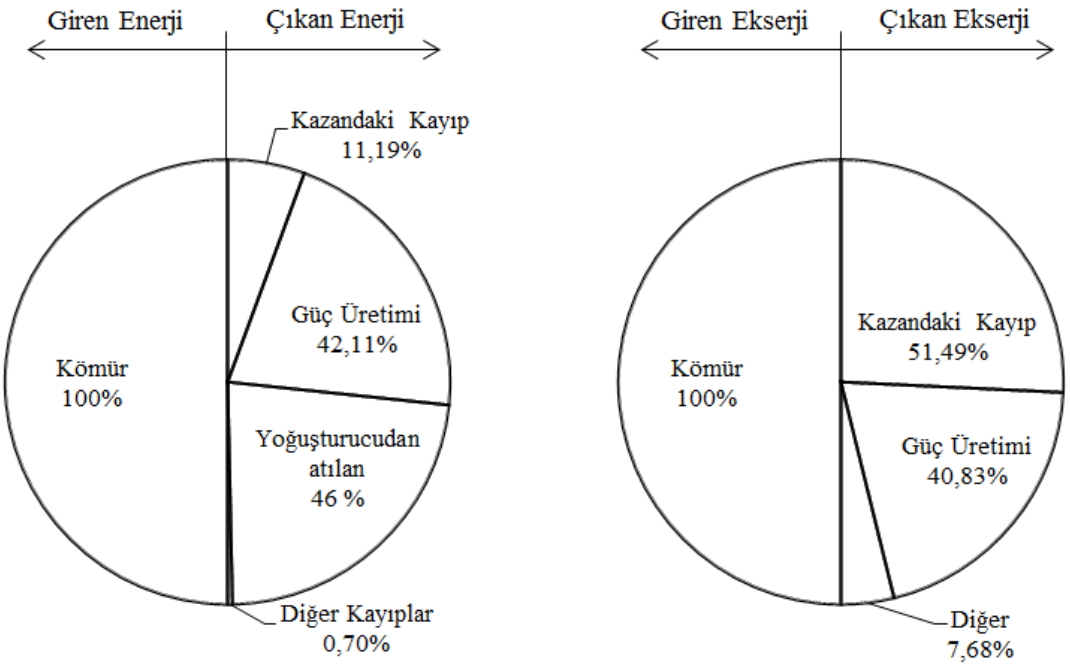
Yukarıdaki değerlere göre santralin basitleştirilmiş enerji ve ekserji tüketimlerini belirten dağılımlar hem Şekil 4.12 ve 4.13'de verilen enerji ve ekserji akış diyagramlarında (Sankey ve Grassmann diyagramları) hem de 4.14'te verilmiştir.



Şekil 4.12 : Basitleştirilmiş enerji akış Sankey diyagramı



Şekil 4.13 : Basitleştirilmiş ekserji akış Grassmann diyagramı

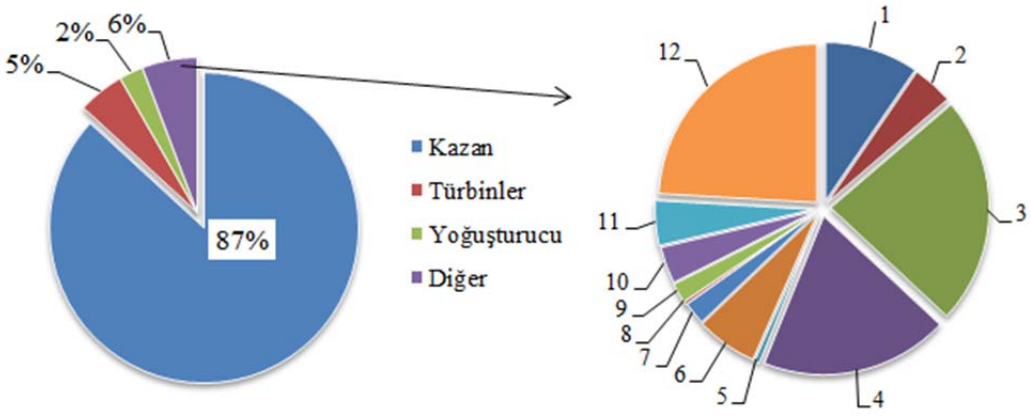


Şekil 4.14 : Basitleştirilmiş enerji ve ekserji tüketim dengeleri

Çevrimdeki ana ekipmanların tersinmezliklerinin değerlendirilmesi için her bir ekipman tersinmezliğinin toplam tersinmezliğe oranı yardımcı olabilir. Bu oranlar ana ekipmanların ekserji verimleri ile birlikte Çizelge 4.4‘ ve Şekil 4.15’te verilmiştir.

Çizelge 4.4 : Tersinmezlikler ve ekserji verimleri.

Sistem	Tersinmez Güç (MW_{th})	(%)	Ekserji Verimi (%)
Kazan	761,097	87,106	48,506
Yüksek Basınç Türbini	10,728	1,228	97,685
Orta Basınç Türbini	4,678	0,535	98,712
Alçak Basınç Türbini	26,323	3,013	92,596
Yoğuşturucu	21,565	2,468	26,036
Yoğuşturucu Pompası	0,596	0,068	73,354
Alçak Basınç Isıtıcıları	7,025	0,804	82,253
Degazör Tankı	2,608	0,298	96,141
Yükseltici Pompa	0,381	0,044	99,423
Besi Suyu Pompası	2,276	0,260	97,225
Besi Suyu Pompası Türbini	4,240	0,485	82,479
Yüksek Basınç Isıtıcıları	5,151	0,590	97,110
Diğer	27,097	3,101	-
Tüm Çevrim	873,763	100,00	40,829



1	YBT	5	Yoğuşturucu Pompası	9	BSP
2	OBT	6	ABI	10	BSPT
3	ABT	7	Degazör Tankı	11	YBI
4	Yoğuşturucu	8	Yükseltici Pompa	12	Diğer

Şekil 4.15 : Tersinmezlikler ve Ekserji Verimleri

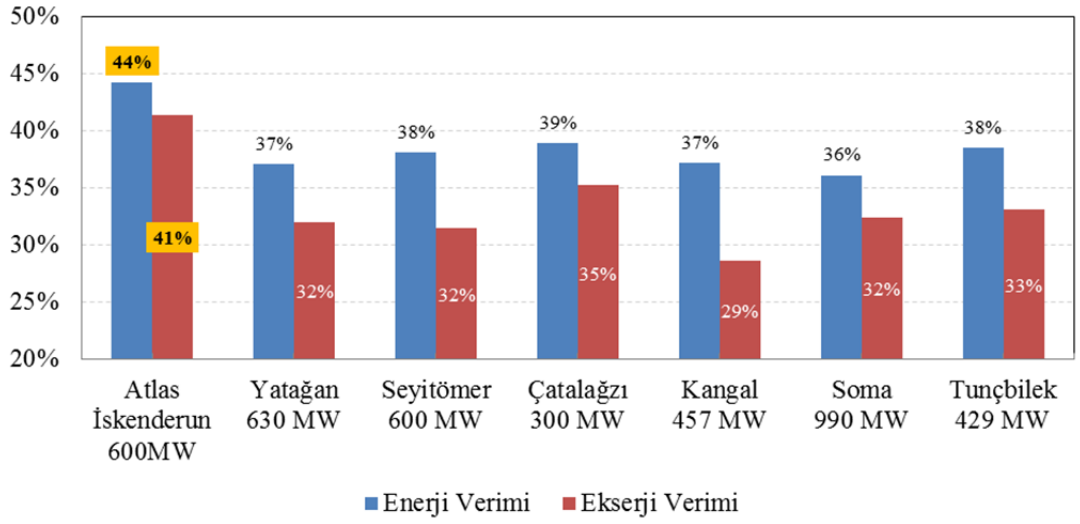
Ayrıca santral için yapılan enerji ve ekserji analizine ait özet sonuçlar Çizelge 4.5'te sunulmuştur.

Çizelge 4.5 : Enerji ve ekserji analizi özet sonuçları.

Parametre	Formül	Hesaplanan Değer	
Kömürden elde edilen enerji	$\dot{m}.(\text{Ü}.I.D.)$	1433,976	MWth
Kazanda akışkana transfer edilen enerji	$\dot{\text{Q}}_{\text{kazan}}$	1272,563	MWth
Türbinin Toplam Gücü	$\dot{\text{W}}_{YBT} + \dot{\text{W}}_{OBT} + \dot{\text{W}}_{ABT}$	606,542	MWth
Pompa Güçleri Toplamı	$\left\|\dot{W}_{YP}\right\| + \left\|\dot{W}_{\text{Yükselt.p.}}\right\|$	2,915	MWth
BSP Tahrik Türbinin Gücü	$\dot{W}_{Tahrik\ Türbini}$	17,196	MWth
YBT İzantropik Verimi	-	91,662	%
OBT İzantropik Verimi	-	95,335	%
ABT İzantropik Verimi	-	90,987	%
BSP İzantropik Verimi	-	86,125	%
BSP Tahrik Türbinin İzantropik Verimi	-	80,222	%
Yükseltici Pompanın İzantropik Verimi	-	62,293	%
Yoğuşturucu Pompasının İzantropik Verimi	-	68,739	%
Yoğuşturucudan Atılan Isıl Güç	$\dot{Q}_{Yoğuş.}$	-659,168	MWth
Alçak Basınç Isıtıcılarında Akışkana Aktarılan Enerji	$\dot{Q}_{ABI}$	169,411	MWth
Yüksek Basınç Isıtıcılarında Akışkana Aktarılan Enerji	$\dot{Q}_{YBI}$	192,525	MWth
Degazör Tankında Akışkana Aktarılan Enerji	$\dot{Q}_{degazör}$	126,835	MWth
Jeneratör Çıkışında Brüt Elektrik Gücü	$\dot{W}_{mek}.\eta_{jen.}$	599,870	MWth
Toplam Tersinmez Güç	$\sum \dot{I}$	873,763	MWth
Toplam Tersinir Güç	$\dot{m}_{\text{kömür}}.\varepsilon^0$	1478,028	MWth
Santralin Brüt Enerji Verimi	$\dot{W}_{net}/\dot{E}_{\text{kömür}}$	42,113	%
Santralin Brüt Ekserji Verimi	$\dot{W}_{net}/\dot{E}x_{\text{kömür}}$	40,829	%

Analiz sonucunda, santralin brüt enerji ve ekserji verimleri sırasıyla 42,113% ve 40,83% olarak bulunmuştur. Ayrıca santralin Denklem 2.2 'de tanımlanan ısı oranı 8548,43 kJ/kWsaat olarak hesaplanmıştır.

Literatürde bulunan sonuçlar ile karşılaştırmak amacı ile, analizde kullanılan kömürün üst ısıl değeri yerine, alt ısıl değeri baz alınarak işlem yapılır ise enerji verimi 44,17% olarak bulunur (bkz. EK B). Bu değer kullanılarak, literatürde (Erdem ve diğ., 2009) hesaplanmış, Türkiye'de bulunmakta olan benzer kapasitelerdeki kömür yakıtlı elektrik santrallerinin verimleri Şekil 4.16'de karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.16 : Enerji ve ekserji verimlerinin, Türkiye'de bulunan benzer kapasitelerdeki diğer kömür yakıtlı santraller ile karşılaştırılması (A.I.D. bazında)

Enerji ve ekserji analizi sonucunda süperkritik santrallerin, kritik-altı koşullarda çalışan santrallere göre enerji ve ekserji verimlerinin daha yüksek olduğu doğrulanmıştır.

4.13 Ortam Sıcaklığının Değişimi ile Ekserji Veriminin İlişkisi

Bölüm 3'te bahsedildiği üzere ekserji, çevre şartlarına bağlı bir kavramdır. Analizde ekserji değerleri saptanırken sıcaklığın (T_0) 20 °C ve basıncın (P_0) 1 atm alındığı referans çevre kullanılmıştır. Fakat, sıcaklığın değişmesi ile analizde hesaplanan tersinmezlikler, enerji ve ekserji verimleri dolayısıyla analiz sonuçları da değişim gösterecektir.

Çevre sıcaklığı 5-35 °C arasında 5 °C 'lik aralıklarla değiştirildiğinde kazan, ve türbinlerin enerji ve ekserji verimlerini hesaplamak için değişen sıcaklıktan dolayı bazı kabüllerin yapılması gereklidir.

Bu kabüller aşağıda listelenmiştir;

1. Deniz soğutma suyu ortam sıcaklığı ile aynı kabul edilmiştir.

2. Deniz soğutma suyunun tüm durumlarda yoğuşturucuya giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında 7 °C 'lik bir fark olduğu kabul edilmiştir.

3. Nominal durumda, yoğuşturucu sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasında 12,52 °C'lik bir fark bulunmaktadır. Çevre sıcaklığı değiştirildiğinde bu sıcaklık farkının da korunduğu kabul edilmiştir. Yani yoğuşturucu sıcaklığı için $T_{yoğuş..}=T_0+12,52$ °C kabülü yapılmıştır.

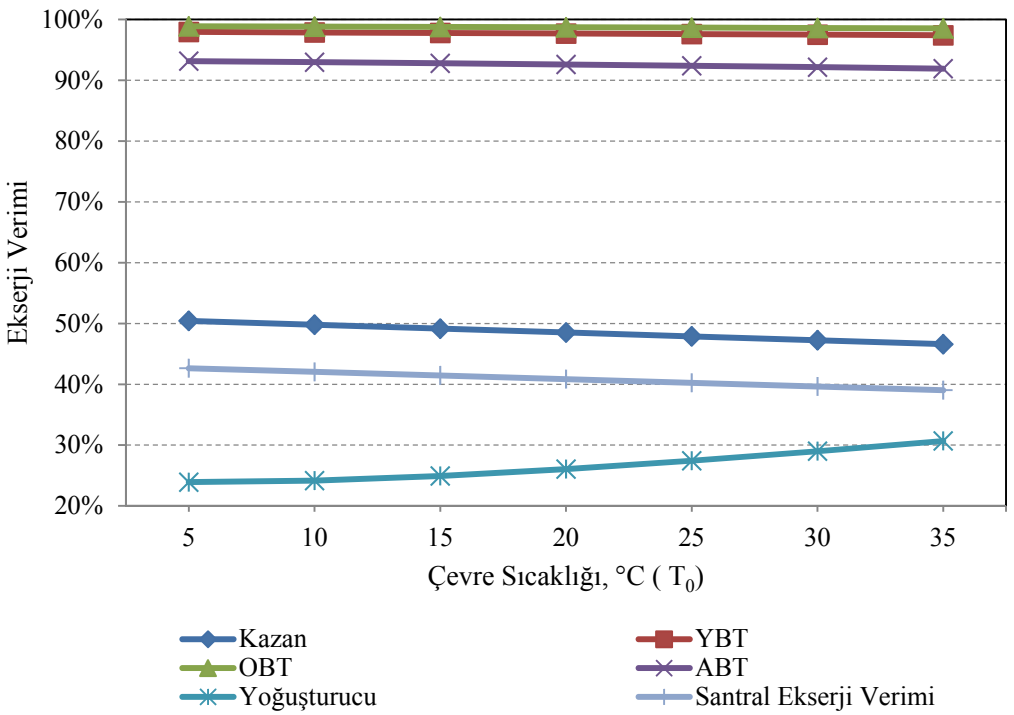
4. Alçak basınç türbini çıkışındaki buharın kuruluk oranı nominal durumda 0,906, çevre sıcaklığı 35 °C iken 0,935 olarak alınmış, ara değerler iterasyon ile bulunmuş ve bu şekilde kabul edilmiştir.

Yapılan kabüller sonucunda farklı sıcaklıklar için hesaplanan ve analiz için kabul edilen veriler Çizelge 4.6 'da verilmiştir.

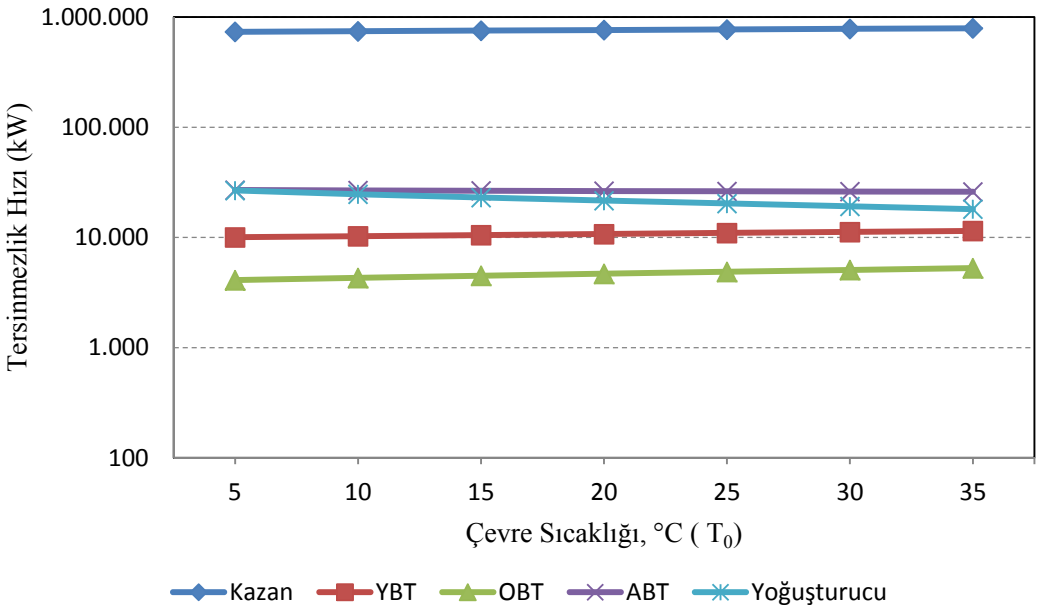
Çizelge 4.6 : Yapılan kabüle göre hesaplanan santral parametreleri.

Çevre Sıcaklığı	Deniz Suyu Sıcaklığı	Yoğuşturucu Sıcaklığı	Yoğuşturucu Basıncı	Buhar Kuruluk Oranı
5 °C	5 °C	17,5 °C	2,002 kPa	0,8768
10 °C	10 °C	22,5 °C	2,729 kPa	0,8865
15 °C	15 °C	27,5 °C	3,677 kPa	0,8962
20 °C	20 °C	32,5 °C	4,900 kPa	0,9060
25 °C	25 °C	37,5 °C	6,460 kPa	0,9157
30 °C	30 °C	42,5 °C	8,434 kPa	0,9254
35 °C	35 °C	47,5 °C	10,907 kPa	0,9351

Bu parametreler ile farklı sıcaklıklar için enerji ve ekserji verimleri ile tersinmezlik miktarları hesaplanmıştır. Şekil 4.17' te çevre sıcaklığının artmasının enerji ve ekserji verimini azalttığı görülmektedir. Bunun sebebi, yüksek sıcaklıklardaki deniz soğutma suyunun santral verimliliğine olan negatif etkisidir. Ayrıca aynı kabüllerle hesaplanan tersinmezliklerin çevre sıcaklığı ile değişimi de Şekil 4.18'te verilmiştir.



Şekil 4.17 : Çevre sıcaklığının değişmesi ile ekserji verimleri

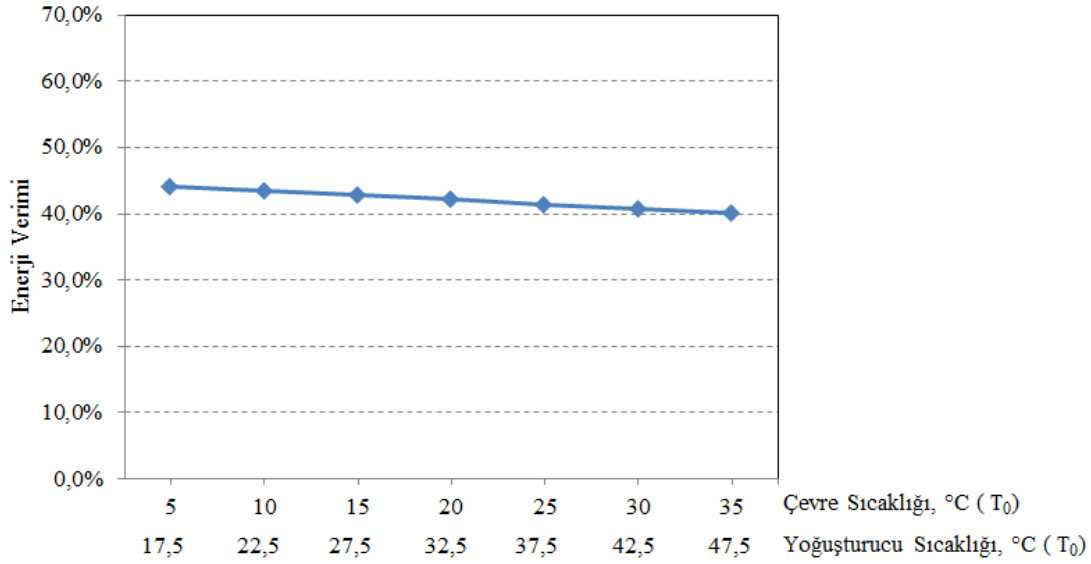


Şekil 4.18 : Çevre sıcaklığının değişimi ile tersinmezlikler

Ekserji verimleri ve tersinmezlikler incelendiğinde, sıcaklık artışının diğer ekipmanlara göre en fazla; kazan ve yoğuşturucunun tersinmezliği ve ekserji verimi üzerinde etkili olduğu görülmektedir. Her 1°C'lik artışın santral ekserji veriminde 0,12% verim düşüşü yaptığı gözlenmektedir. Bu değer literatürde yapılan analizler

ile benzeşmektedir. Nitekim Kopaç (2007)'da her 1°C'lik artış için santral ekserji verimindeki düşüşü 0,11% olduğu belirtilmiştir.

Ayrıca santralin enerji veriminin değişimi de Şekil 4.19'te sunulmuştur;



Şekil 4.19 : Çevre ve deniz suyu sıcaklıklarının değişimi ile santralin enerji verimi

Şekil 4.19'te çevre sıcaklığının, dolayısıyla yapılan kabüle göre deniz suyu sıcaklığının artması ile enerji veriminin azaldığı görülmektedir. Sıcaklıktaki her 1 °C'lik artışın verimde 0,13%'lik bir düşüşe tekabül ettiği anlaşılmaktadır.

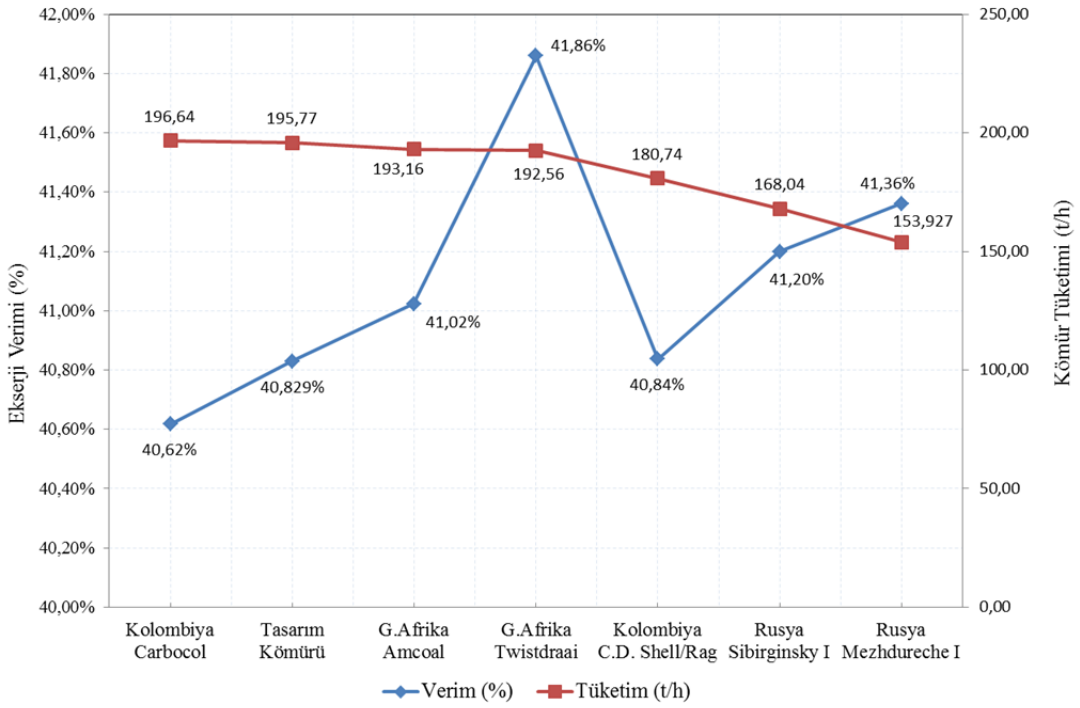
4.14 Farklı Kömür Alternatifleri İçin Kömür Tüketimi ve Ekserji Verimi

Santralde yakıt olarak kullanılacak olan ithal taşkömürünün temini için Rusya başta olmak üzere, Kolombiya ve Güney Afrika alternatifleri mevcuttur. Bu alternatifler için Bölüm 3.4.2'de verilen ekserji hesaplama metodu uygulanarak φ_{kuru} ve hesaplanan ekserji değerleri Çizelge 4.7'te verilmiştir. Farklı özellikte olan bu kömürler kullanıldığında kömürden alınan ısıl enerji sabit tutularak yani santralin termodinamik verimi değiştirilmeden ekserji verimleri hesaplanmış ve değişen kömür tüketimleri ile Şekil 4.20'te sunulmuştur.

Çizelge 4.7 : Farklı ithal taşkömürü alternatifleri için hesaplanan özellikler.

Kömür Madeni*	Alt Isıl Değeri (kJ/kg)	φ_{kuru}	Ekserji (kJ/kg)
Rusya Sibirginsky I	29266	1,0658	31379,387
Rusya Mezhdureche I	31949	1,0622	34123,376
Kolombiya Carbocol	25010	1,0724	27201,241
Kolombiya Shell/Rag	27210	1,0714	29434,730
Güney Afrika Amcoal	25460	1,0653	27415,841
Güney Afrika Twistdraai	25540	1,0437	26952,486
Tasarım Kömürü	**25120**	**1,0627**	**27179,347**

* (Atlas Enerji Üretim A.Ş.,2009'dan uyarlanmıştır).



Şekil 4.20 : Farklı taşkömürlerinin kullanılması ile santral ekserji veriminin değişimi (Akışkana aktarılan ısı miktarı sabit tutulmuştur)

Kazanda akışkana aktarılan ısı sabit tutulduğunda Şekil 4.20 ve Çizelge 4.7'de kömür tüketim miktarlarının, düşük alt ısıl değerli kömürlerde arttığı, yüksek alt ısıl değerli kömürlerde ise azaldığı görülmektedir. Verimlerde ise, kazana giren kömürün ekserji akış hızının düşük olduğu noktalarda verimin yükseldiği, en büyük ekserji verimine G.Afrika Twisdraai kömürü ile ulaşılabildiği anlaşılmaktadır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji kaynaklarının sınırlı olması ve her geçen gün artan enerji talepleri nedeniyle, enerjinin etkili ve verimli kullanılmasına, alternatif bir enerji kaynağı olarak yaklaşılmaktadır. Özellikle enerji tüketimi yüksek olan tesislerde, enerji verimlerindeki artışlar, enerji maliyetlerini düşüreceği gibi çevrenin korunmasında da büyük önem arz etmektedir. Enerjinin etkin kullanımını ölçmek amacıyla yapılan enerji analizleri, tersinmezlikler ve ideala yaklaşım konularında bilgi verememektedir. Bu nedenle, termal sistemlerin eksiksiz bir şekilde değerlendirilebilmesi ancak tersinmezliklerinde ele alındığı ekserji analizlerinin kullanılması ile mümkün olmaktadır. Günümüzde, termal sistemlerin tasarımı ve optimum işletme koşullarının belirlenmesinde yani henüz proje aşamasındayken bu analizlerin yapılması ve sistemlerin bu analizlerin sonuçlarına göre optimize edilmesi gerekmekte ve bu konuda birçok çalışma yapılmaktadır.

Ayrıca, Rankine buhar çevriminde verim arttırma çalışmalarına paralel olarak malzeme teknolojisindeki geliştirmeler devam etmekte ve yüksek basınç ve sıcaklıklarda çalışabilen daha verimli santrallerin tasarımları yapılmaktadır. Teknolojik gelişmeler ile ortaya çıkmış olan süperkritik ve ultra-süperkritik santrallerin değerlendirilmesi önemli bir araştırma alanı oluşturmuştur.

Bu çalışmada, süperkritik bir güç santralinin enerji ve ekserji analizi yapılmış, her bir proses ekipmanına enerji ve ekserji dengeleri uygulanılarak enerji ve ekserji verimleri ile tersinmezlikler hesaplanmıştır. Ayrıca referans çevre sıcaklığının değiştirilmesi ve alternatif kömür kullanımının, santralin ekserji verimi üzerindeki etkisi irdelenmiştir.

Enerji ve ekserji analizi yapılan Atlas İskenderun Termik Santrali, süperkritik koşullarda buhar ile çalışan bir elektrik üretim tesisidir. Santral, genel olarak bir ara kızdırmalı süperkritik kazan, üç kademeli bir buhar türbini, yoğuşturucu, dört alçak basınç, üç yüksek basınç ve degazör tankı olmak üzere 8 ara çekişli bir besi suyu ısıtıcı grubundan oluşmaktadır.

Yapılan çalışma neticesinde, en büyük ekserji kaybının kazanda meydana geldiği görülmüştür. Ayrıca referans çevre sıcaklığı artışının ekserji verimini azalttığı sonucu elde edilmiştir. Literatürdeki çalışmalarda da en büyük tersinmezliklerin kazanda olduğu yönünde benzer sonuçlara işaret edilmektedir. Bu sebeple, daha verimli elektrik üretimi için, Ar-Ge ve iyileştirme çalışmalarının kazan ünitesi üzerinde yoğunlaşması gerektiği sonucuna varılmaktadır.

Nitekim, süperkritik ve ultra-süperkritik santral teknolojisinin gelişimi de kazandaki yenilikleri temel almaktadır. Bu çalışmada yapılan araştırmalar sonucunda süperkritik teknolojisi konusunda bilgi birikimi elde edilmiştir. Süperkritik kazan ve buhar türbini üniteleri tanıtılmış, detaylı olarak özellikleri ve avantajları üzerinde durulmuştur. Santral verimlerindeki bir puanlık artışın CO_2, NOx SOx emisyonlarında yaklaşık iki puan azalma anlamına geldiği de gözönünde bulundurularak, birçok avantajı ile süperkritik kömür santrallerinin temiz kömür teknolojileri arasında en kullanılabilir, güvenilir ve performansı ispatlanmış teknoloji olduğu ve bu anlamda gelecek vaad ettiği anlaşılmaktadır.

Yapılan çalışma sonucunda elde edilen sonuçlar, süperkritik santrallerde enerji ve ekserji verim mertebelerini içermesi bakımından, yapılacak olan diğer enerji ve ekserji analizleri çalışmaları için kaynak teşkil etmektedir.

Bu çalışma ileride, termodinamik kayıpların ekonomik değerlerinin belirlenmesi ilkesine dayandırılarak geliştirilen termoekonomik ve ekserjiekonomik metodların uygulanması ile geliştirilebilir. Bu yöntemde herbir sistem bileşeninin giriş ve çıkışındaki ekserji maliyetleri hesaplanarak sistemde yapılmak istenilen düzeltme ve iyileştirmeler değerlendirilir. Bu düzeltme ve iyileştirmelerin ilave maliyetleri de gözönünde bulundurularak gerçekten kazançlı olup olmadıkları değerlendirilebilir.

Ayrıca ülkemizde ciddi linyit kömür rezervleri de bulunmaktadır. Süperkritik ve ultra-süperkritik teknolojisinin linyit kömürü ile kullanımı henüz yeni bir araştırma alanı olarak öne çıkmakta, bu konuda dolaşımlı tip akışkan yatak kazanlar ve sıfır emisyonlu yani hava yerine doğrudan Oksijen ile yanmanın olduğu sistemler geliştirilmektedir. Mevcut rezervlerin de değerlendirilebildiği yüksek verimli santrallerin geliştirilmesi, enerji ihtiyacının karşılanmasında, önümüzdeki günlerde daha da önem kazanacaktır.

KAYNAKLAR

Aljundi I. H. (2009). Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan, *Applied Thermal Engineering*, **29**, 324-328, doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.02.029

Atlas Enerji Üretim A.Ş. (2009). Diler İskenderun Termik Santrali (DİTES) II. Ünite İlavesi, ÇED Raporu, Şubat 2009, Ankara

Çamdalı Ü. ve Tunç M. (2004). Enerji Sistemlerinde Termoekonomik Yaklaşım Ve Uygulamalar, *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi***, 8-3,** 49-56

Çengel, Y. ve Boles, M.A. (2007). Thermodynamics: An Approach, 5th.Edt., McGraw – Hill, Inc.

Dinçer I. ve Al-Muslim H. (2001). Thermodynamic analysis of rehat cycle steam power plants, *International Journal of Energy Research, **25,*** 727-739 doi: 10.1002/er.717

Dinçer I. (2002). The role of exergy in energy policy making, *Energy Policy*, ***30***, 137-149

Dinçer I. ve Rosen M.A. (2007). Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development, Elsevier Ltd. Jordan Hill, Oxford

Durmayaz A. ve Yavuz H. (2001). Exergy analysis of a pressurized-water reactor nuclear-power plant, *Applied Energy, **69**,* 39-57.

Durmayaz A. ve Söğüt O.S. (2006). Influence of cooling water temperature on the efficiency of a pressurized-water reactor nuclear-power plant, *International Journal of Energy Research*, ***30***, 799-810 DOI: 10.1002/er.1186

Ehsan A. Ve Yılmazoğlu M.Z. (2011). Design and Exergy Analysis of a Thermal Power Plant Using Different Types of Turkish Lignite, *International Journal of Thermodynamics*, ***14***, 125-133. doi:10.5541/ijot.288

EIA (2011). International Energy Outlook 2011, *U.S. Energy Information Administration*

Erdem H.H., Akkaya A.V., Çetin B., Dağdaş A., Sevilgen S. H., Şahin B., Teke İ., Güngör C. ve Ataş S. (2009). Comparative energetic and exergetic performance analyses for coal-fired thermal power plants in Turkey, *Internal Journal of Thermal Sciences*, ***48***, 2179-2186 doi:10.1016/j.ijthermalsci.2009.03.007

Eryener D. (2003). Cebri Konveksiyonla Isı Geçişi Sağlayan Isıl Sistemlerin Ekserji Ekonomik Analizi, *Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi,* Edirne

Ganapathy T., Alagumuthi N., Gakkhar R.P. ve Murugesan K. (2009). Exergy Analysis of Operating Lignite Fired Thermal Power Plant, *Journal of Engineering Science and Technology Review 2*, ***1***, 123-130.

Guaqiang L., Hua W., Wenhui M. ve Chunwei Y. (2011). Energy and Exergy Analysis for 300 MW Thermal System of Xiaolongtan Power Plant, *2011 International Conference on Computer Distributed Control and Intelligent Environmental Monitoring (2011 IEEE)*, doi: 10.1109/CDCIEM.2011.180

Haywood, R.W. (1991). Analysis of Engineering Cycles: Power, Refrigerating and Gas Liquefaction Plant

IEA (2010). Power Generation from Coal, Measuring and Reporting Efficiency Performance and CO_2 Emissions, *International Energy Agency*

IEA (2011a)., Power Generation from Coal, Ongoing Developments and Outlook, *International Energy Agency Information Paper*.

IEA (2011b). 2011 Key World Energy Statistics, *International Energy Agency*

Klein M., Kral R. ve Wittchow E. (2002). BENSON Boilers-Experience in Nearly 1000 Plants and Innovative Design Promise Continuing Success, *Siemens Power Journal*, ***1/96*** .

Kopaç M. ve Hilalci A. (2007). Effect of ambient temperature on the efficiency of the regenerative and reheat Çatalağzı power plant in Turkey, *Applied Thermal Engineering*, ***27***, 1377-1385. doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.10.029

Kosman W. (2010). The Influence of external cooling system on the performance of supercritical steam turbine cycles, *Archieves of Thermodynamics*, Vol. 31., No. 3, 131-144. Silessian University of technology, Institute of Power Engineering and Turbomachinery, Gliwice, Poland

Kotas, T.J. (1995). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Kreiger Publishing Company, Malabar, Florida

Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (2008). Advanced Turbine Technologies for High Efficiency Coal-Fired Power Plants, *2nd India-Japan Energy Forum "Promoting cooperation in energy efficiency"*.

Regulagadda P., Dinçer I. ve Naterer G.F. (2010). Exergy anaylsis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses, *Applied Thermal Engineering*, ***30***, 970-976 doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.01.008

Rosen M.A. (2001). Energy- and exergy- based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants, *Exergy an International Journal,* ***1(3),*** 180-192.

Rosen M.A., Dinçer I., Kanoglu M. (2008). Role of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact, *Energy Policy,* ***36,*** 128-137 doi:10.1016/j.enpol.2007.09.006.

Oktay Z. (2005). Energy and Exergy Analysis of a Coal-Fired Power Plant in Turkey, *Proceedings of the 2nd International Exergy, Energy and Environment Symposium (IEEES2),* Kos-Greece, 3-7 Temmuz.

Satyanarayana, I., Gupta A.V.S.S.K.S ve Rajulu K.G. Second Law Analysis of Super Critical Cycle, *International Journal of Engineering(IJE),* Vol. (4): Issue (1)

Selçuk N. (2010). Temiz Kömür Yakma Teknolojileri ve Süperkritik Buhar Santralleri, *Orta Doğu Teknik Üniversitesi*, Şubat 2010, Ankara

Srinivas T., Gupta A.V.S.S.K.S. ve Reddy B.V. (2007). Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with 'n' Number of Feedwater Heaters, *International Journal of Thermodynamics,* Vol.10 No.4, 177-185.

Szargut J. (2005). Exergy Method: Technical and Ecological Applications, WIT Press, Southampton, Boston

Zhao H. ve Chai Y. (2010). Exergy analysis of a power cyle system with 300 MW capacity, *2010 International Conference on Advances in Energy Engineering (IEEE 2010)*

British Petrolium Co. (2011). BP Statistical Review of World Energy, June 2011, adres: http://www.bp.com/statisticalreview

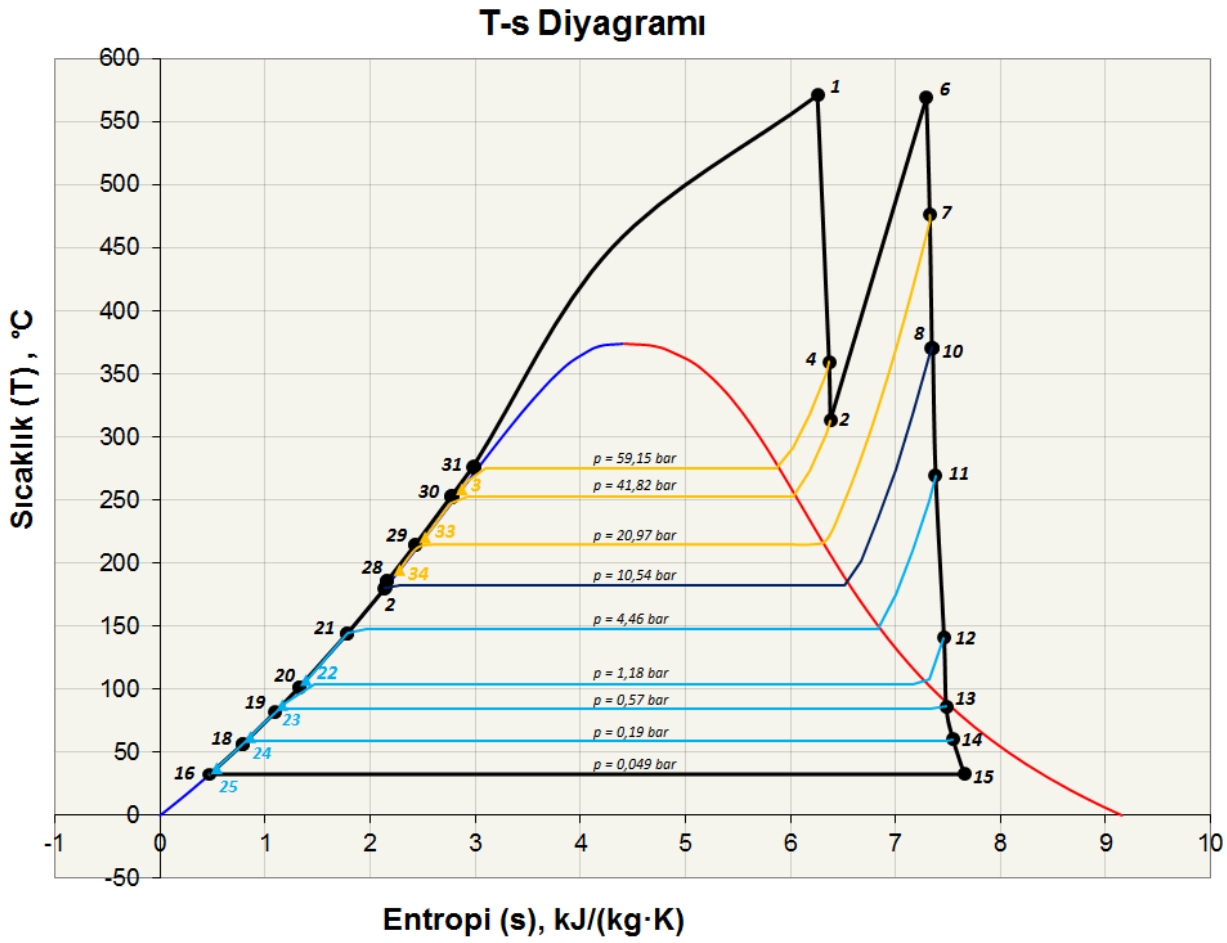
Url-1 <*http://www.dilerhld.com/grup.asp?anagrup_no=4*>, alındığı tarih: 17.02.2012.

EKLER

EK A: Atlas İskenderun Termik Santrali termal çevrimine ait T-s diyagramı

EK B: Yakıt alt ısıl değeri baz alındığı durumda enerji ve ekserji analiz sonuçları

EK A



Şekil A.1 : Atlas İskenderun Termik Santrali T-s Diyagramı

EK B

Çizelge B.1 : Enerji ve ekserji analizi özet sonuçları (alt ısıl değer bazında).

Parametre	Formül	Hesaplanan Değer	
Kömürden elde edilen enerji	$\dot{m}.(A.I.D.)$	1366,083	MWth
Kazanda akışkana transfer edilen enerji	$\dot{Q}_{kazan}$	1272,563	MWth
Türbinin Toplam Gücü	$\dot{W}_{YBT} + \dot{W}_{OBT} + \dot{W}_{ABT}$	606,542	MWth
Pompa Güçleri Toplamı	$\lvert\dot{W}_{YP}\rvert + \lvert\dot{W}_{Yükselt.p.}\rvert$	2,915	MWth
BSP Tahrik Türbinin Gücü	$\dot{W}_{Tahrik\ Türbini}$	17,196	MWth
YBT İzantropik Verimi	-	91,662	%
OBT İzantropik Verimi	-	95,335	%
ABT İzantropik Verimi	-	90,987	%
BSP İzantropik Verimi	-	86,125	%
BSP Tahrik Türbinin İzantropik Verimi	-	80,222	%
Yükseltici Pompanın İzantropik Verimi	-	62,293	%
Yoğuşturucu Pompasının İzantropik Verimi	-	68,739	%
Yoğuşturucudan Atılan Isıl Güç	$\dot{Q}_{Yoğuş.}$	-659,168	MWth
Alçak Basınç Isıtıcılarında Akışkana Aktarılan Enerji	$\dot{Q}_{ABI}$	169,411	MWth
Yüksek Basınç Isıtıcılarında Akışkana Aktarılan Enerji	$\dot{Q}_{YBI}$	192,525	MWth
Degazör Tankında Akışkana Aktarılan Enerji	$\dot{Q}_{degazör}$	126,835	MWth
Jeneratör Çıkışında Brüt Elektrik Gücü	$\dot{W}_{mek}.\eta_{jen.}$	599,870	MWth
Toplam Tersinmez Güç	$\sum \dot{I}$	873,763	MWth
Toplam Tersinir Güç	$\dot{m}_{kömür}.\varepsilon^0$	1478,028	MWth
Santralin Brüt Enerji Verimi	$\dot{W}_{net}/\dot{E}_{kömür}$	44,175	%
Santralin Brüt Ekserji Verimi	$\dot{W}_{net}/\dot{E}x_{kömür}$	40,829	%

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad:	**Hüseyin Erhan ŞAHİN**
Doğum Yeri ve Tarihi:	**Sivas, 1987**
E-Posta:	**esahin@gmx.com**
Lisans:	**Dokuz Eylül Üniversitesi** **Makine Mühendisliği (2010)**

Mesleki Deneyim:

02.2012-	BGM Endüstriyel Tesisler Mühendislik A.Ş. / İstanbul Mühendislik Dept. / Proses Mühendisi
05.2010-02.2012	BGM Endüstriyel Tesisler Mühendislik A.Ş. / İstanbul İş Geliştirme, Danışmanlık Dept. / Teklif Mühendisi
07.2009 – 05.2010	BGM Endüstriyel Tesisler Mühendislik A.Ş. / İstanbul İzmir Ataer Enerji CCPP Projesi / Saha Mühendisi

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

Sahin H.E. and Aydin M. (2012). Energy and Exergy Analysis of a Supercritical Power Plant With 600 MW Output In Turkey, *Global Conference on Global Warming 2012 (GCGW-12),* 8-12 July, 2012, Maslak, Istanbul, Turkey