



**T.C.
OSMANİYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muhammed Ali GÜMÜŞ

**BİR BUHARLI GÜÇ SANTRALİNİN
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

**ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

OSMANİYE – 2019

**T.C.
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**BİR BUHARLI GÜÇ SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ
ANALİZİ**

Muhammed Ali GÜMÜŞ

**ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**OSMANIYE
ARALIK-2019**

TEZ ONAYI

BİR BUHARLI GÜÇ SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Muhammed Ali GÜMÜŞ tarafından Doç. Dr. Coşkun ÖZALP danışmanlığında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Enerji Sistemleri Mühendisliği** Anabilim Dalı'nda hazırlanan bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği/çokluğu ile **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Coşkun ÖZALP
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, OKÜ

Üye: Doç. Dr. Ertaç HÜRDOĞAN
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, OKÜ

Üye: Doç. Dr. Mustafa Atakan AKAR
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, ÇÜ

Yukarıdaki jüri kararı Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../..... tarih ve /..... sayılı kararı ile onaylanmıştır.

Doç. Dr. Coşkun ÖZALP
Enstitü Müdürü, **Fen Bilimleri Enstitüsü**

Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, bu çalışma sonucunda elde edilmeyen her türlü bilgi ve ifade için ilgili kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını ve bu tezin Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

(İmza)
(Muhammed Ali GÜMÜŞ)



ÖZET

BİR BUHARLI GÜÇ SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Muhammed Ali GÜMÜŞ
Yüksek Lisans, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Coşkun ÖZALP

Aralık 2019, 107 sayfa

Bu çalışmada tam yükte 660 MW yüke sahip bir buharlı güç santraline enerji ve ekserji uygulanmıştır. Bu çalışmanın amacı, sistemi oluşturan her bir ekipmanı ayrı ayrı inceleyerek en fazla enerji ve ekserji kaybı olan ekipmanları belirlemek olup çalışmada sistemi oluşturan ekipmanların faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlik miktarları tespit edilmiş ek olarak her bir ekipmanın ve santralin ikinci yasa verimi hesaplanmıştır. Aynı zamanda daha önce hesaplanmış olan farklı tip buharlı güç santrallerin verimleri ile kıyaslaması yapılmıştır.

Yapılan hesaplamalara göre en fazla ekserji kaybı kazan da olmakta olup, enerji kaybı yoğunlaşmada olmaktadır. Sonuçlara göre ekserji analizinin enerji analizine göre önemli olduğu kanısına varılmıştır. Ekserji kayıpları azaltılması durumunda santral verimi olumlu yönde artacaktır. Termik santralin genel verimi kazan basıncına bağlı olarak artmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Enerji Analizi, Ekserji Analizi, İkinci Yasa verimi.

ABSTRACT

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF A STEAM POWER PLANT

Muhammed Ali GÜMÜŞ
M.Sc., Department of Energy Systems Engineering
Supervisor: Assoc.Dr Coşkun ÖZALP

December 2019, 107 pages

In this study, the energy and exergy analysis has been applied to a steam power plant which is power 660 MW at full load. The primary objectives of this study are to analyze the system components separately and to identify and quantify the sites having largest energy and exergy losses also the useful power, reversible power and irreversibility are obtained for each component which constitutes the plant. In addition, second law efficiency which belongs to system components and overall has been computed. At the same time, yields of previously calculated different type steam power plants were compared.

According to the calculations, exergy losses are mainly occurred in boiler and that energy losses mainly occurred in the condenser. According to these results, exergy analysis is more significant compared to energy analysis. In case of exergy losses are reduced, power plant efficiency positively affected. The overall efficiency of the thermal power plant increases depending on the boiler pressure.

Key Words: Energy Analysis, Exergy Analysis, Second Law Efficiency

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tez konumun belirlenerek tez çalışmamın yürütölmesini üstlenen, çalışmalarım süresince değerli bilgi ve tecrübeleriyle katkılarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Doç. Dr. Coşkun ÖZALP'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalışmalarım süresince beni destekleyen değerli bilgi ve tecrübelerini paylaşan Dr. Mehmet TONTU'ya ve İSKEN A vardiyasında çalışan değerli iş arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Hayatımın her safhasında bana destek olan ve çalışmalarım süresince maddi ve manevi desteğini benden esirgemeyen babam Ali GÜMÜŞ, annem Zeynep GÜMÜŞ ve tüm aileme teşekkür etmeyi de bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

TEZ ONAYI	
TEZ BİLDİRİMİ	
ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ÇİZELGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
SİMGELER ve KISALTMALAR	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Türkiye'de Elektrik Üretimi	2
1.2. Termik Santraller	5
1.3. Kritik Üstü Güç Santralleri	7
1.3.1. Kritik Üstü Santrallerin Avantajları.....	10
1.3.2. Kritik Üstü Güç Santrallerinde Sistem ve Ekipmanlar	13
1.3.3. Kritik Üstü Santrallerde Kazan ve Pulverize Yakma Teknolojisi.....	14
1.4. Buhar Türbini.....	20
1.5. Kömür Stoklama ve Besleme Sistemi.....	23
1.6. Baca Gazı Sistemi.....	24
1.7. Enerji ve Ekserji.....	26
1.8. Çalışmanın Amacı ve Anahatlar	28
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR BÖLÜMÜ	30
3. MALZEME VE YÖNTEM BÖLÜMÜ	35
3.1. Enerji Analizi.....	35
3.1.1. Termodinamiğin Birinci Yasası.....	35
3.1.2. Kontrol Birimleri için Sürekli Akış	36
3.1.3. Sürekli Akış Prosesi için Kütle Dengesi	36
3.1.4. Sürekli Akış Prosesi için Enerji Dengesi	37
3.2. Ekserji Analizi	38
3.2.1. Termodinamiğin İkinci Yasası.....	39
3.2.2. Sürekli Akış Prosesi için Ekserji Dengesi.....	39
3.2.3. Tersinir İş, Tersinmezlik ve Kullanılabilirlik.....	40
3.3. Birinci Yasa ve İkinci Yasa Verimliliği.....	41
3.4. Yakıt ve Yanma Analizi.....	43
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	45

4.1.	Ultra – Süperkritik Tip Bir Santralin %100 Yük İçin Yapılan Hesaplamalar.....	45
4.2.	Yüksek Basınç Türbini	47
4.3.	Orta Basınç Türbini	50
4.4.	Alçak Basınç Türbini 1	53
4.5.	Alçak Basınç Türbini 2	55
4.6.	Alçak Basınç Isıtıcısı 1	58
4.7.	Alçak Basınç Isıtıcısı 2	60
4.8.	Alçak Basınç Isıtıcısı 3	62
4.9.	Alçak Basınç Isıtıcısı 4	64
4.10.	Alçak Basınç Isıtıcısı 5	66
4.11.	Alçak Basınç Isıtıcısı 6 (Besi Suyu Tankı)	68
4.12.	Yüksek Basınç Isıtıcısı 7.....	70
4.13.	Yüksek Basınç Isıtıcısı 8.....	72
4.14.	Yüksek Basınç Isıtıcısı 9.....	74
4.15.	Yüksek Basınç Isıtıcısı 10.....	76
4.16.	Yoğuşturucu 1.....	78
4.17.	Yoğuşturucu Pompası	80
4.18.	Besi Suyu Pompası (BSP) ve tahrik türbini (BSPT).....	83
4.19.	Kazan	85
4.20.	Santralin Brüt Enerji ve Ekserji Verimi	87
5.	SONUÇLAR VE ÖNERİLER	88
	KAYNAKLAR	102
	ÖZGEÇMİŞ	107

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1. 1. Enerji ve Ekserji Karşılaştırması (Dinçer ve Rosen, 2011).....	28
Çizelge 3. 1. Dizayn Kömür Kompozisyonu	43
Çizelge 5. 1. U-Süperkritik Tip Bir Santralin Ekserji Analiz Sonuçları.....	89



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Türkiye kurulu gücünün yıllar itibariyle gelişimi (TEİAŞ, 2017).....	2
Şekil 1.2. 2017 Kurulu Gücünün Birincil Enerji Kaynaklarına Göre Dağılımı (MW)(TEİAŞ, 2017)	4
Şekil 1.3. Basit tekrar Rankine Döngüsü (Çengel ve Boles 2006).	6
Şekil 1.4. Tekrar Isıtma Rankine Çevriminin T-s Diyagramı (Çengel ve Boles 2006)	7
Şekil 1.5. Su Faz Diyagramı ve Kritik Üstü Bölgeler (Gianfrancesco, 2016).....	8
Şekil 1.6. Farklı Sıcaklıklarda Çevrim Basıncı Değişimi İle Verim Artışı (IEA,2010)	9
Şekil 1.7. Gelişen Buhar ve Malzeme Koşullarının Tarihsel Süreci (Alstom, 2009 ‘dan uyarlanmıştır.).....	10
Şekil 1.8. Net Santral Verimi ile CO2 Emisyonları Arasındaki İlişki (Barnes, 2014).....	11
Şekil 1.9. Değişken Yüklerde Çalışmanın Isı Oranına Etkisi (IEA,2010).....	12
Şekil 1.10 Santralin Genel Akış Şeması	14
Şekil 1.11. Buharlaştırıcı boruları bağlantısı kesit gösterimi (Gianfrancesco, 2016)	15
Şekil 1.12. Buharlaştırıcı paketleri montaj aşaması öncesi (Gianfrancesco, 2016)	15
Şekil 1.13. Buharlaştırıcı paketlerinin montajı ve operasyon sırasında brülör (Gianfrancesco, 2016).....	15
Şekil 1.14. Kazan borularının tasarımı spiral ve dikey buharlaştırıcı boruları (Gianfrancesco, 2016)	16
Şekil 1.15. 3 farklı tip Buhar Kazanı ve özellikleri (Gianfrancesco, 2016).....	17
Şekil 1.16. Doğal Sirkulasyonlu Ve Tek Geçişli Kazanın Karşılaştırılması (Foster Wheeler Development Co. ‘dan Uyarlanmıştır.).....	18
Şekil 1.17. Buharın Farklı Sıcaklık ve Basınç Değerlerinde Kazanda Kullanılan Malzemeler ile Santral Veriminin Değişimi (Klein ve diğ.,2002)	19
Şekil 1.18. Tek akışlı rotor (a), İki akışlı rotor (b) (Gianfrancesco, 2016).....	22
Şekil 1.19. Tek Gövdede Yüksek Basınç Ve Orta Basınç Türbinleri (GE, 1996)	22

Şekil 1.20. 500 ile 1000 MW Arası Türbinlerin Kademe Konfigürasyonları.....	22
Şekil 1.21. NO _x Giderici Sistemi (MHPS)	24
Şekil 1.22 ElektroStatik Filtre (ESP) gösterimi (MHPS)	25
Şekil 1.23. SO ₂ arıtma sistemi (FGD) gösterimi (MHPS)	26
Şekil 1.24. Enerji Ve Ekserji Arasındaki İlişki (Çengel ve Boles 2006).	27
Şekil 3.1. Kontrol Hacmi (Çengel ve Boles, 2006).....	36
Şekil 3.2. Ekserji Açıklaması (Regulagadda ve diğ.,2010).....	38
Şekil 4. 1. Hesaplamalarda Kullanılacak Ultra-Süperkritik Tip Bir Güç Santralin Su-Buhar Çevrimi.....	46
Şekil 4.2. YB Türbin Şematik Gösterimi	47
Şekil 4.3. OB Türbin Şematik Gösterimi	50
Şekil 4.4. ABT 1 Türbin Şematik Gösterimi	53
Şekil 4.5. ABT 2 Türbin Şematik Gösterimi	55
Şekil 4.6. ABI 1 Isıtıcı Şematik Gösterimi	58
Şekil 4.7. ABI 2 Isıtıcı Şematik Gösterimi	60
Şekil 4.8. ABI 3 Isıtıcı Şematik Gösterimi	62
Şekil 4.9. ABI 4 Isıtıcı Şematik Gösterimi	64
Şekil 4.10. ABI 5 Isıtıcı Şematik Gösterimi	66
Şekil 4.11. Besi Suyu Tankı Şematik Gösterimi.....	68
Şekil 4.12. YBI 7 Isıtıcı Şematik Gösterimi	70
Şekil 4.13. YBI 8 Isıtıcı Şematik Gösterimi	72
Şekil 4.14. YBI 9 Isıtıcı Şematik Gösterimi	74
Şekil 4.15. YBI 9 Isıtıcı Şematik Gösterimi	76
Şekil 4.16. Yoğuşturucu 1 Şematik Gösterimi.....	78
Şekil 4.17. Yoğuşturucu Pompası	80
Şekil 4.18. Besi suyu pompası (BSP) ve tahrik türbini (BSPT) şematik gösterimi.....	83
Şekil 4.19. Kazan Şematik Gösterimi	85
Şekil 5.1. Sankey enerji akış diyagramı	90
Şekil 5.2. Grasmann ekserji akış diyagramı.....	91
Şekil 5.3. Ekserji Kaybı	92
Şekil 5.4. Türbinlerdeki Tersinmezlikler	93
Şekil 5.5. Türbinlerdeki Ekserji Verimleri.....	94

Şekil 5.6. Isıtıcılardaki Tersinmezlikler	95
Şekil 5.7. Isıtıcılardaki Ekserji Verimleri	95
Şekil 5.8 Kazan'ın 3 farklı santral tipindeki enerji ve ekserji verimleri	96
Şekil 5.9. Yoğusturucunun üç farklı santral tipindeki enerji kaybı.....	97
Şekil 5.10. Türbinlerin 3 farklı santral tipindeki ekserji verimleri	98
Şekil 5.11. Besi Suyu Pompasının 3 farklı santral tipindeki ekserji verimleri	99
Şekil 5.12. 3 farklı santral tipinde 1 MWh üretim için gerekli kömür debileri	99
Şekil 5.13. Genel Santral enerji ve ekserji verimleri	100



SİMGELER ve KISALTMALAR

AB	: Alçak Basınç
B _g	: Baca gazı
E	: Enerji
h	: Entalpi
h ₀	: Ölü noktadaki entalpi
h _g	: Entalpi giriş
h _ç	: Entalpi çıkış
Hz	: Hertz
I	: Tersinmezlik
kW	: Kilowatt
KH	: Kontrol hacmi
m	: Debi
M	: Molar kütle
m _k	: Kömür debisi
m _g	: Giriş debisi
m _ç	: Çıkış debisi
OB	: Orta basınç
P	: Basınç
P ₀	: Ortam basıncı
Q	: Isı
q	: Birim kütle başına ısı
Q _y	: Yakıttan kaynaklanan ısı
Q _g	: Giriş ısısı
q _g	: Birim kütle başına giriş ısısı
Q ₁	: Isı kaybı
q _ç	: Birim kütle başına çıkış ısısı
Q _ç	: Çıkış ısısı
rpm	: Dakikadaki devir
s	: Entropi
s ₀	: Ölü noktadaki entropi
Süretim	: Entropi üretimi
T	: Sıcaklık

TBY	: Termodinamiğin 1. Yasası
TİY	: Termodinamiğin 2. Yasası
T_0	: Ortam sıcaklığı
T_k	: Çevreleyen sıcaklık
V_g	: Giriş hızı
$V_ç$: Çıkış hızı
W	: İş
w	: Birim kütle başına çalışma
W_g	: Giriş işi
$W_ç$: Türbin çıkış işi
W_{tr}	: Tersinir iş
X	: Ekserji
x	: Molar oran
X_g	: Ekserji giriş
X_l	: Ekserji kayıp
$X_ç$: Çıkış ekserjisi
YB	: Yüksek basınç
z_g	: Giriş seviyesi
$z_ç$: Çıkış seviyesi
Δh	: Giriş ve çıkış arasındaki entalpi farkı
Δke	: Giriş ve çıkış arasındaki kinetik enerji farkı
Δpe	: Giriş ve çıkış arasındaki potansiyel enerji farkı
η_1	: Birinci yasa verimi
η_{II}	: İkinci yasa verimi
θ	: Birim kütle başına akan akışkanın enerjisi
λ	: Fazla hava katsayısı
ψ	: Birim kütle başına ekserji
ψ_{kh}	: Birim kütle başına kimyasal ekserji
ψ_g	: Ekserji giriş
$\psi_ç$: Ekserji çıkış
ψ_{ph}	: Birim kütle başına fiziksel ekserji
δ	: Verim yıkımı

1. GİRİŞ

Enerji, modern yaşamda temel ihtiyaçlardan biridir. Günlük hayatta enerji kullanılmayan alanlar yoktur. Günümüzde enerji tüketimi, toplulukların gelişimi için bir ölçüttür. Özellikle elektrik enerjisi ve ısı enerjisi hayatımızda önemli rol oynamaktadır. Azalan doğal kaynaklardan üretilen bu enerjiler, talep artışı nedeniyle günümüzde daha değerli hale gelmektedir (Yazıcı ve Selbaş, 2011).

Genç ve artan bir nüfus, kişi başına düşen elektrik tüketimi, hızlı kentleşme ve güçlü ekonomik büyüme ile Türkiye yaklaşık yirmi yıldır dünyanın en hızlı büyüyen enerji piyasalarından biridir. Son yıllarda elektrik üretimindeki artış, elektrik talebindeki büyümenin altında gerçekleşti. Enerji, zenginlik yaratmada ve ekonomi gelişiminde önemli bir oyuncu olarak düşünülmektedir. (Tekel, 2006).

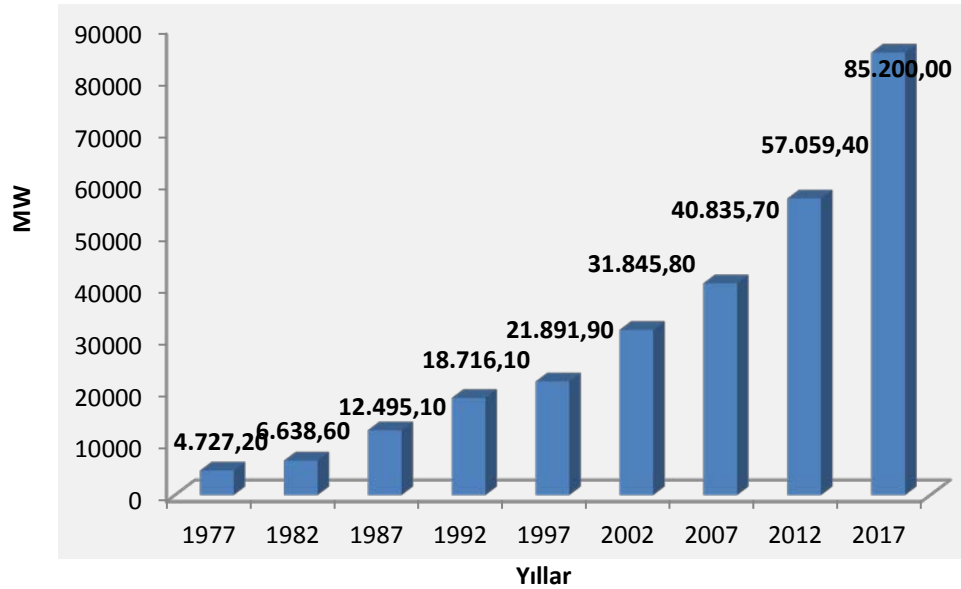
Enerji tüketimi, ekonomik ve sosyal kalkınmanın en önemli göstergelerinden biridir. Nüfus artışı, sanayileşme, teknolojinin yaygınlaşması ve refah düzeyinin doğrudan enerji tüketimindeki artışa oranlanması kaçınılmazdır. Gelişmiş ülkelerin seviyesine ulaşmak için Türkiye gibi gelişmekte olan ülkelerde daha fazla üretim yapmak zorundayız. (IEA, 2004).

Dünya enerjisi, fosil yakıtlara elektrik üretimi için büyük oranda ihtiyaç duyar. Dünyanın enerji üretiminin büyük çoğunluğu, kömür ve doğal gaz olmak üzere fosil yakıtlarla karşılanmaktadır. Rüzgâr ve güneş enerjisi gibi yenilenebilir enerji tesislerinin büyümesine rağmen, fosil yakıtlara olan ağır bağımlılığın yıllardır devam etmesi bekleniyor. Fosil yakıt rezervlerinin ve iklim değişikliği gibi çevresel sorunların tükenmesine rağmen, petrol talebindeki artışın 2003 ve 2030 yılları arasında %47,5, doğalgaz için %91,6 ve kömür için %4,7 olması bekleniyor. Daha temiz yenilenebilir enerji kaynakları hızla gelişmekle birlikte, göreceli maliyetleri ve mevcut teknoloji durumu fosil yakıtlara olan bağımlılığımızı önemli ölçüde azaltabilecekleri bir aşamaya gelmedi. Fosil yakıtlara olan bağımlılığın devam etmesi nedeniyle, fosil yakıtlı tesislerin daha verimli çalışarak çevresel etkilerini azaltmaları önemlidir (Regulagadda ve diğerleri, 2010).

1.1. Türkiye'de Elektrik Üretimi

Türkiye, Avrupa ile Asya'nın arasına yer almaktadır. Karadeniz, Ege Denizi ve Akdeniz'e komşu olan Anadolu ve Güneydoğu Avrupa'da bulunmaktadır. Türkiye, batıdan doğuya 1,600 kilometre uzanmaktadır, kuzeyden güneye yaklaşık 800 kilometre uzaklıktadır. Toplam arazi alanı 779.452 kilometre karedir ve bu alanın 755.688 kilometre karesi Asya'da ve 23.764 kilometre karelik kısmı Avrupa'dadır. Bu coğrafi konum açısından Türkiye, Güneydoğu Avrupa ve Asya arasındaki köprü görevi görmektedir. Türkiye ekonomisi ve nüfusu hızla büyümektedir. Gelişmekte olan bir ülke olan Türkiye'nin nüfusu 2020 yılına kadar 100 milyondan fazla olacak. Bu nedenle, enerji talebi ve özellikle elektrik talebi hızla artmaktadır. Elektrik enerjisi Türkiye'nin teknolojik, sosyal ve ekonomik gelişimi için yaşamsal bir girdidir (Bilgili,2007).

Türkiye'de elektrik, termik, hidro, rüzgâr ve jeotermal ve son yıllarda kurulan güneş enerji santrallerinden üretilir. Türkiye'nin 1977 ve 2017 yılları arasında elektrik üretiminde kurulu kapasitesinin gelişimi, Şekil 1.1'de gösterilmektedir.



Şekil 1.1. Türkiye kurulu gücünün yıllar itibariyle gelişimi (TEİAŞ, 2017)

Türkiye'de ilk elektrik üretimi, 1902 yılında Tarsus-Mersin'de su değirmenine bağlı 2 kW'lık bir dinamo kaynaklıydı. Bu elektrik santrali elektrik üretiminde Türkiye'nin ilk tecrübesi, bundan sonra kömürle çalışan Silahtarağa Santrali 1913'te İstanbul'da hizmete girmiştir. (IEA, 2001; Yılmaz and Uslu, 2007).

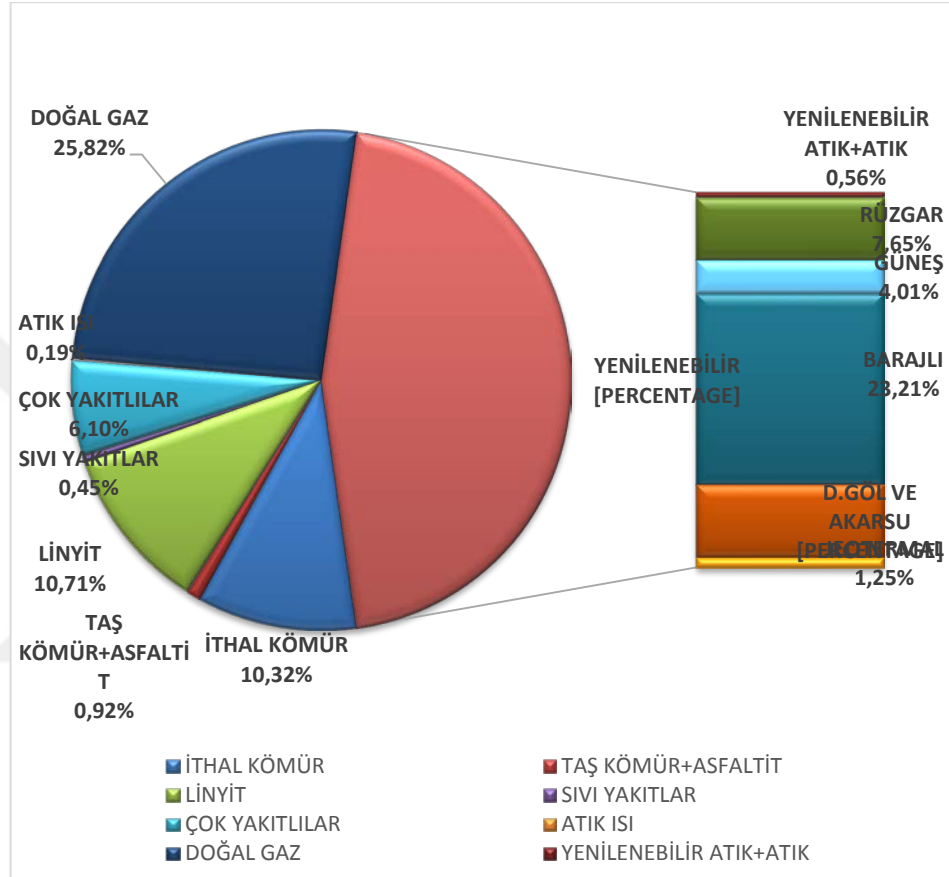
Hidro potansiyelin değerlendirilmesi ve hidroelektrik santral projeleri hazırlanması için anketler yapmak ve hazırlık çalışmalarını yapmak amacıyla 1935 yılında Elektrik İşleri Etüt İdaresi (EİE) kurulmuştur. Santrallerin inşası, 1950'lerde özel ve kamuya ait kuruluşlar tarafından daha büyük ölçekte başladı. On yılın başında kurulu güç 408 MW, elektrik üretimi 500 milyon kW / s'ye ulaştı (IEA, 2001). 1950 yılı başından 1960 yılının sonuna kadar beş hidroelektrik santrali ve bir termik santral kurulmuştur.

1970 yılına gelindiğinde, kurulu güç kapasitesi yaklaşık 2.235 MW'a yükselmiş ve hem büyüyen güç tüketimi hem de hükümetin elektrifikasyon planları güç endüstrisinin daha uyumlu bir organizasyonunu gerektirmiştir. O zamanlar, bütün köylerin sadece% 7'si elektrikleştirildi. Hükümet, o yıl devlete ait ve devlete bağlı bir kuruluş olarak Türkiye Elektrik Kurumu (TEK) 'ni kurdu. TEK, 1993 yılında Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı (MENR) olarak adlandırılan 2 ayrı kamu elektrik şirketine bölündü: Türkiye Elektrik Üretim İletim Anonim Şirketi (TEAS) ve Türkiye Elektrik Dağıtım Kurumu (Türkiye) Elektrik Dağıtım A.Ş., TEDAŞ). 1999'da, Türkiye'nin kurulu güç üretimi kapasitesi 26117 MW'a ulaştı ve nüfusunun % 99.9'u elektrik şebekesine bağlanmıştır. (IEA, 2001; Bilgili, 2007).

2012 yılı sonunda Türkiye, toplam 35027.2 MW termal enerji, 162.2 MW jeotermal enerji, 19589.9 MW hidroelektrik enerji ve 2260.6 MW rüzgâr enerjisi olmak üzere toplam 57039.8 MW enerji miktarına ulaşmıştır. 2012 yılı sonunda brüt elektrik talebi 242,4 milyar kWh, enerji talebi ise 39044,9 MW'dır. Toplam 239,5 milyar kWh elektrik üretildi ve 5.8 milyar kWh elektrik üretimi gerçekleştirildi. Toplam 2,9 milyar kWh elektrik ihraç edilmiştir.

2017 yılı sonunda Türkiye, toplam 46926,4MW termal enerji, 1063,70 MW jeotermal enerji, 27273,10 MW hidroelektrik enerji, 3420,7 MW güneş enerjisi ve

6516,20 MW rüzgar enerjisi olmak üzere toplam 85200 MW enerji miktarına ulaşmıştır. 2017 yılı sonunda brüt elektrik talebi 296,7 milyar kWh'dır. Toplam 297,2 milyar kWh elektrik üretildi ve 2,7 milyar kWh elektrik ithalatı gerçekleştirildi. Toplam 3,3 milyar kWh elektrik ihraç edilmiştir. Şekil 1.2' de kurulu gücün enerji kaynaklarına dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 1.2. 2017 Kurulu Gücünün Birincil Enerji Kaynaklarına Göre Dağılımı (MW)(TEİAŞ, 2017)

Türkiye, genç nüfusu ve kişi başı artan enerji talebi, hızlı büyüyen kentleşmesi ve ekonomik kalkınması nedeniyle, son yirmi yıldır dünyanın hızla büyüyen güç piyasalarından biridir. Türkiye'de elektrik enerjisi talebinin 2020 yılına kadar 580 milyar kWh olacağı bekleniyor.

1.2. Termik Santraller

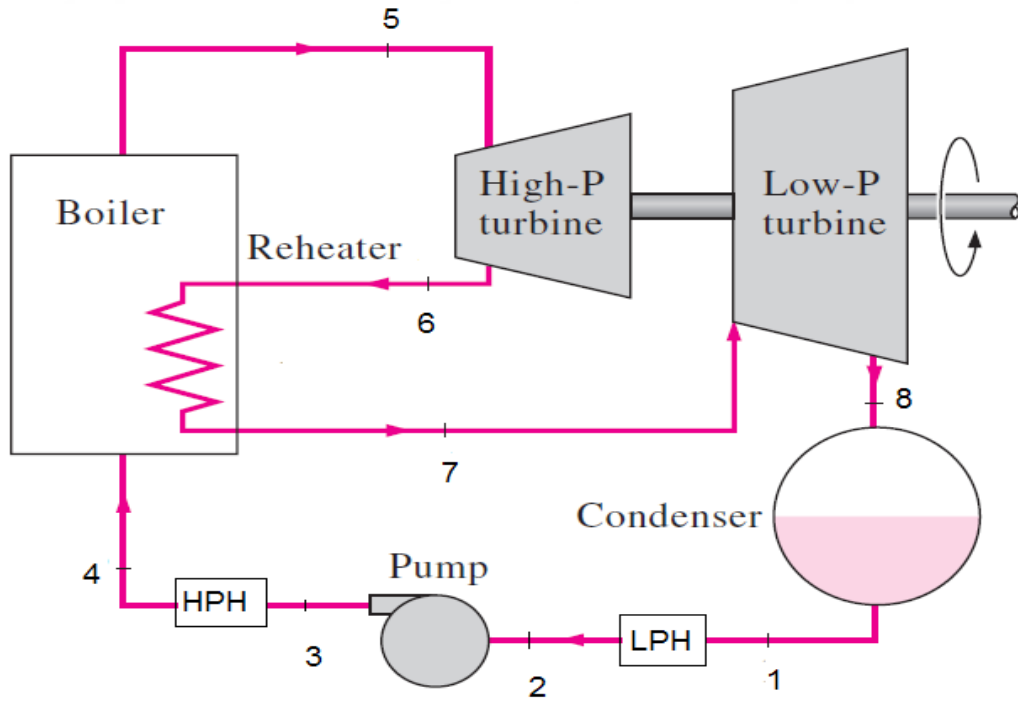
Termik santraller dünya çapında elektrik üretiminde yaygın olarak kullanılmaktadır ve kömür genellikle bu santrallerde yakıt olarak kullanılmaktadır. Dünyanın mevcut kömür rezervleri yaklaşık iki yüzyıl için yeterli olmakla birlikte, kömürden elektrik üretmek için günümüzde büyük ölçüde kullanılan bu teknoloji önemli çevresel etkilere neden olmaktadır. Kömürü elektrik üretim süreçlerinde daha etkili, verimli ve temiz şekilde kullanmak için, mevcut tesislerin verim ve performansını modifikasyonlar ve yenileme çalışmaları yoluyla arttırmak ve gelişmiş kömür kullanım teknolojileri geliştirmek için çabalar sarf edilmektedir.

Buhar, mekanik enerji üretiminde önemli bir araçtır. Buharın avantajı, bol miktarda bulunan sudan üretilmesi, santral ekipmanı malzemesiyle fazla reaksiyona girmemesi ve santralde gerekli sıcaklıkta dengeli olmasıdır. Buhar motorları, buhar türbinleri vb. çalıştırmak için buhar kullanılır. Buhar gücü, kömürün bolca bulunduğu yerlerde en uygundur.

Su için kritik nokta değeri 374,14 °C ve 22.09 MPa'dır, bu değerın altında çalışan santrallere kritik altı santral olarak söylenmektedir. Dünya üzerinde kurulan santrallerin çoğu kritikaltı şartlara göre inşa edilmiştir. Malzeme teknolojilerinin de gelişmesiyle beraber kurulan santrallerin çoğu artık kritik üstü santraller olan superkritik veya ultrasuper kritik santraller olarak inşa edilmektedir.

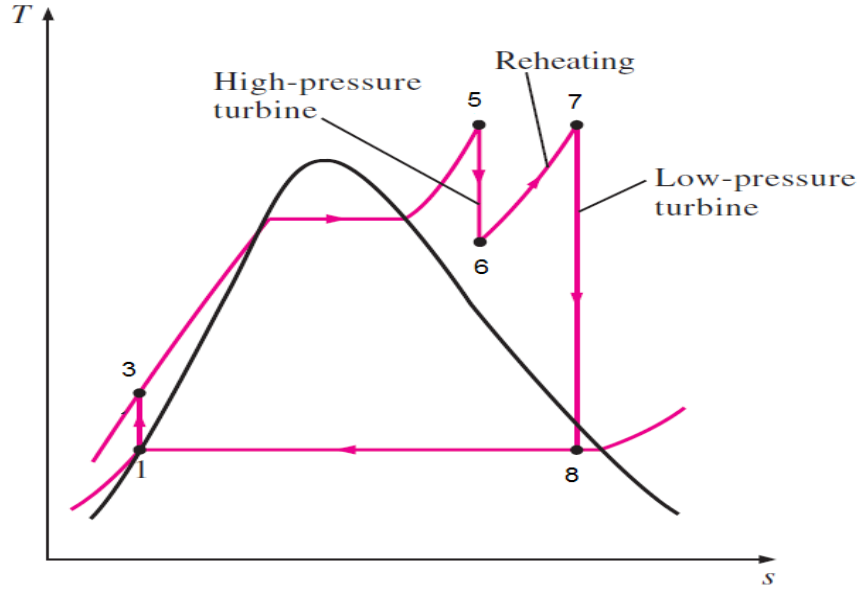
Genel olarak da kritikaltı bir santralin çalışma şekli Şekil 1.3'de gösterilen basit tekrar ısıtma rankine çevriminde verilmiştir. Su, durum 1'de doymuş sıvı olarak pompaya girer ve LP (düşük basınç) ve HP (yüksek basınç) ısıtıcılar vasıtasıyla kazanın çalışma basıncına kadar sıkıştırılır. LP (düşük basınç) ve HP (yüksek basınç) ısıtıcılar doymuş sıvının sıcaklığını artırır ve genel tesis verimliliğini artırır. Su 4. fazda sıkıştırılmış bir sıvı olarak kazana girer ve 5. fazda kızgın buhar olarak ayrılır. Kazan, temel olarak, yanma gazlarından, nükleer reaktörlerden veya diğer kaynaklardan çıkan ısının, esas itibarıyla, suya aktarıldığı büyük bir ısı eşanjörüdür ve basınç sabit kalır. Kazan, buharın aşırı ısındığı bölümlerle birlikte genellikle buhar jeneratörü olarak adlandırılır. Durum 5'de aşırı ısıtılmış buhar türbine girer, burada

genişler ve bir elektrik jeneratörüne bağlı olan şaftı döndürerek iş üretir. Bu işlem sırasında, buhar basıncının, durum 6'daki değerlere gelir sıcaklık düşer, böylece buhar kuruluşunun türbin kanatlarındaki erozyonun ortadan kaldırılması ve verimlilik artışı sağlanması için buhar termal sınıfının tekrar ısıtılmasından sonra, durum 6'da yeniden ısıtmaya kadar kazana geri döner buhar sıcaklığı artar ve LP (alçak basınç) türbinine beslenir daha sonra buhar yoğunlaştırıcıya girer. Bu durumda, buhar genellikle yüksek kalitede doymuş bir sıvı-buhar karışımıdır. Buhar, temelde büyük bir ısı eşanjörü olan yoğunlaştırıcıda, göl, nehir veya atmosfer gibi bir soğutma ortamına ısıyı geri çevirerek sabit bir basınçla yoğunlaştırılır. (Çengel ve Boles, 2006).



Şekil 1.3. Basit tekrar Rankine Döngüsü (Çengel ve Boles 2006).

Rankin döngüsünün verimliliğini artırmak için pek çok yöntem vardır. Yoğuşturucu basıncı düşürülürse, nokta 7 ile 8 arasındaki entalpi farkları artar ve böylece mil işi artar. İkinci yol, 5 noktasının sıcaklığının artması durumunda 5 noktasının entalpisi arttırılır, bununla birlikte mil işi de artar. Üçüncüsü, kazan basıncını arttırmak için sadece buharın buharlaşması değil aynı zamanda kazan basıncı da arttırıldığı için rankine çevrimi verimliliği arttırılmıştır. Yeniden ısıtma çevriminin T-s şeması Şekil'1.4'de gösterilmektedir.

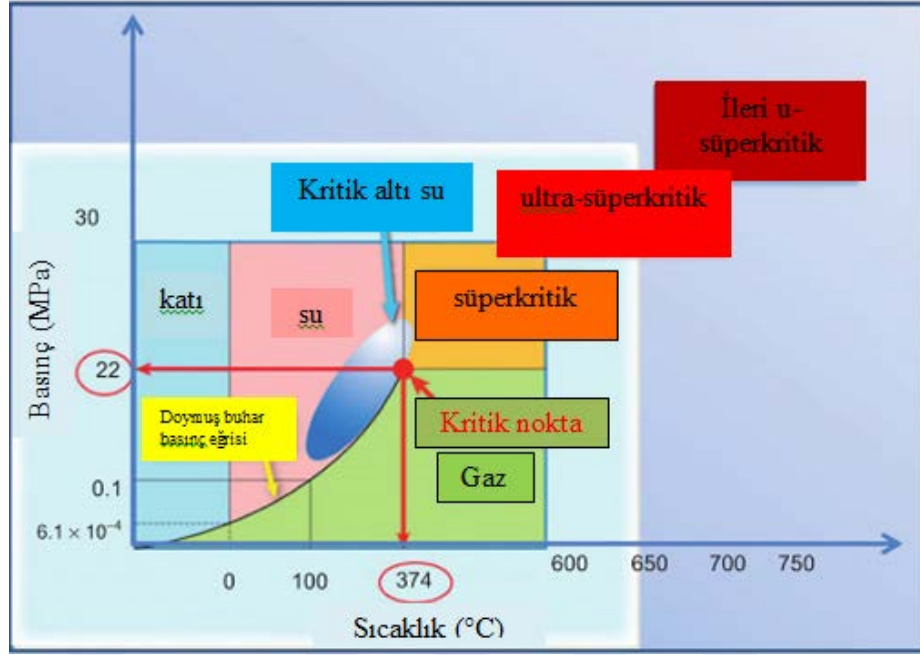


Şekil 1.4. Tekrar Isıtma Rankine Çevriminin T-s Diyagramı (Çengel ve Boles 2006)

1.3. Kritik Üstü 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 1.5).

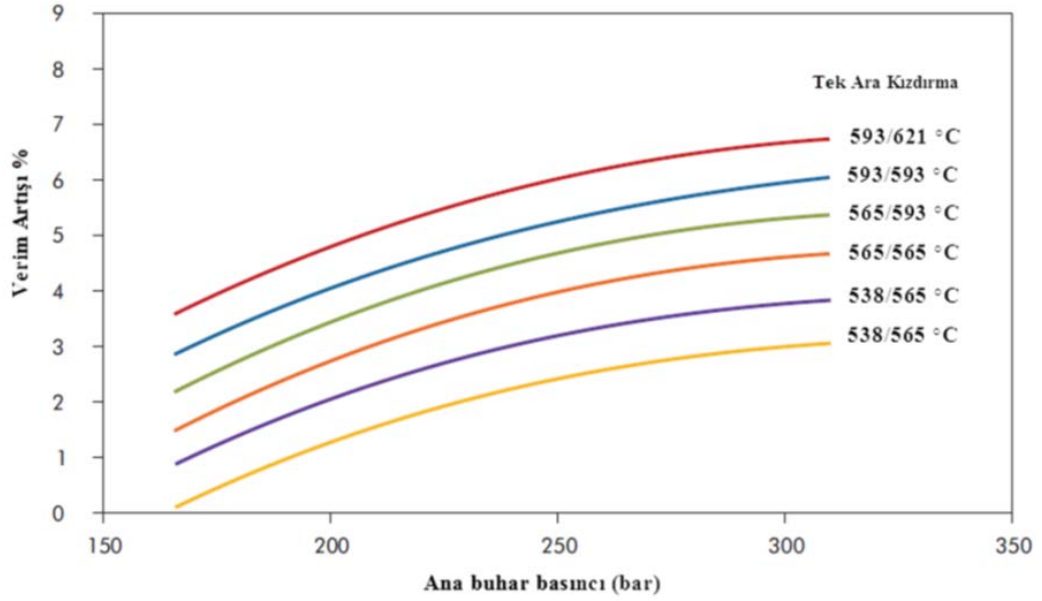
Her saf bir maddenin basınç ve sıcaklık değerlerinin kritik noktası mevcuttur, bu nokta doymuş sıvıyla doymuş buhar hallerinin aynı olduğu hal olarak tanımlanır. Bu kritik noktanın üstünde sıcaklık ve basınç değerinde ise kritik üstü akışkan olarak tanımlanmaktadır, Su için kritik nokta değeri 374,14 °C ve 22,09 MPa'dır. Sıcaklık ve basınç değerleri arttıkça sırasıyla süperkritik, ultrasüperkritik ve ileri ultrasüperkritik akışkan olarak söylenmektedir. Şekil 1.5' de su için faz diyagramı verilmiştir.



Şekil 1.5. Su Faz Diyagramı ve Kritik Üstü Bölgeler (Gianfrancesco, 2016)

Kritik noktanın üzerindeki basınçlarda bariz bir faz değişimi görülmemekte bunun yerine maddenin özgül hacmi sürekli olarak artar ve sürekli aynı fazda bulunmaktadır. Çünkü kritik nokta üzerindeki basınçlarda suyun kaynama noktası olmamakta suyun bu sıcaklıklarda doymuş buhar fazına geçmeden direk kızgın buhar haline geçmektedir.

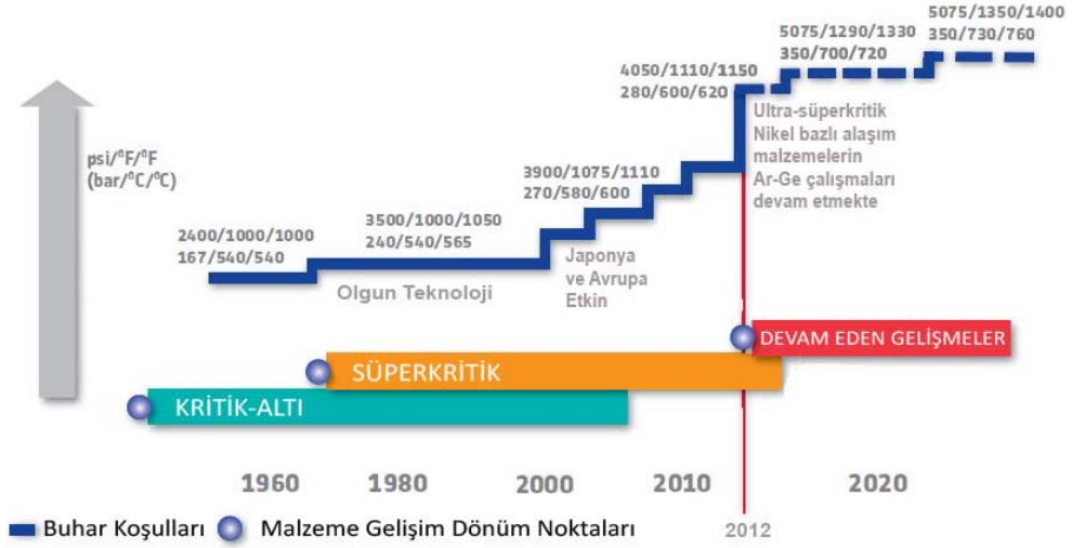
Kritik altı buhar döngüsü ile çalışan santraller genellikle 150 – 180 bar basınç 540 – 565 °C sıcaklıklarda, süperkritik buhar döngüsü ise 245 bar basınç ve 540-570 °C sıcaklıklarda, Ultra- süperkritik santraller 250-300 bar basınç 600 -650 °C sıcaklıklarda, İleri ultra-süperkritik buhar döngüsünde 350 bar üzerinde 700-760 °C sıcaklıklarda çalışmaktadır. Kritik altı santrallerde verim %35- 39, süperkritik santralde verim %39-42, Ultra- süperkritik santrellerde verim % 42-46, ileri ultra-süperkritik koşullara çevrilmesiyle verim %50 lere kadar ulaşmaktadır. (IEA,2011a) Şekil 1.6’ da tek ara kızırdırma farklı buhar koşulları için çevrim veriminin değişimi karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.6. Farklı Sıcaklıklarda Çevrim Basıncı Değişimi İle Verim Artışı (IEA,2010)

Kritik üstü santraller teknolojisi, süperkritik santral olan Eddystone ile 1959 yılında A.B.D’ de başlamıştır. Santralin işletme koşulları 345 bar, 650 °C’ de çalışacak şekilde planlanmıştır fakat malzeme problemlerinden dolayı santral beklenen basınç ve sıcaklıkta çalıştırılmamıştır. Yaşanan bu ve benzeri olaylardan dolayı A.B.D tekrar kritik altı santraller inşa etmeye devam etmiştir, Kritik üstü santraller teknolojisinin gelişimi Çin, Japonya ve Avrupa da devam etmiştir.

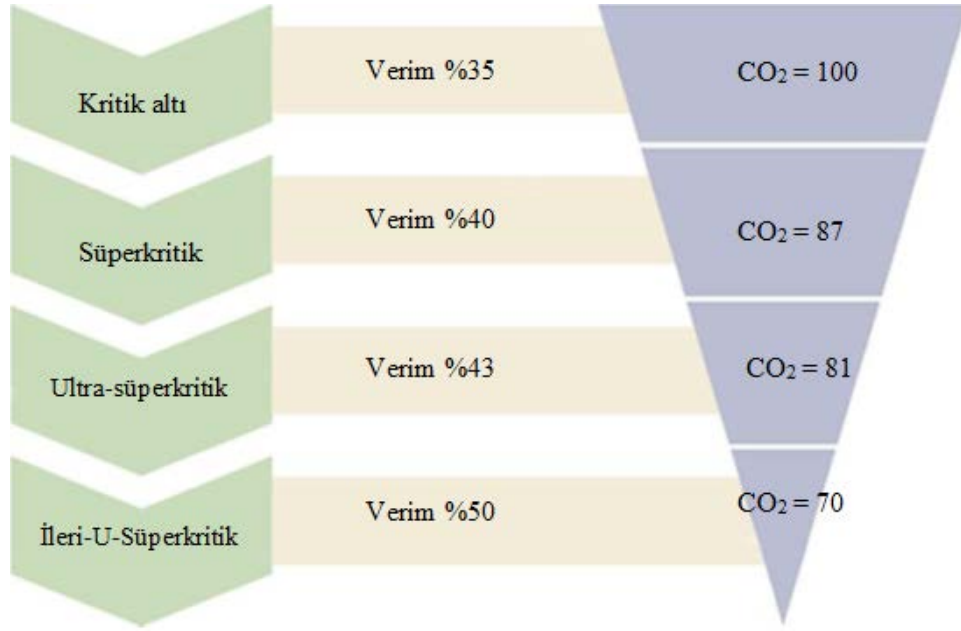
Danimarka da ilk olarak ultra- süperkritik tip bir santral kurulmuştur. Devamında Almaya ve italya bu teknolojiyi ülkelerine kurmaya başlamıştır ve devamında da son 15 yıldır kritik üstü teknoloji Japonya’ da Çin de 565 °C ve 600 C° sıcaklıklara ulaşmakta malzeme dayanımın da herhangi bir problem gözlenmemektedir. Artık çevresel ve ekonomik anlamda artıları kesinleşmiş olan kritik üstü teknoloji birçok ülkede tercih edilip uygulanmaktadır. Şekil 1.7’de gelişen malzeme koşullarının tarihsel süreci gösterilmiştir.



Şekil 1.7. Gelişen Buhar ve Malzeme Koşullarının Tarihsel Süreci (Alstom, 2009 'dan uyarlanmıştır.)

1.3.1. Kritik Üstü Santrallerin Avantajları

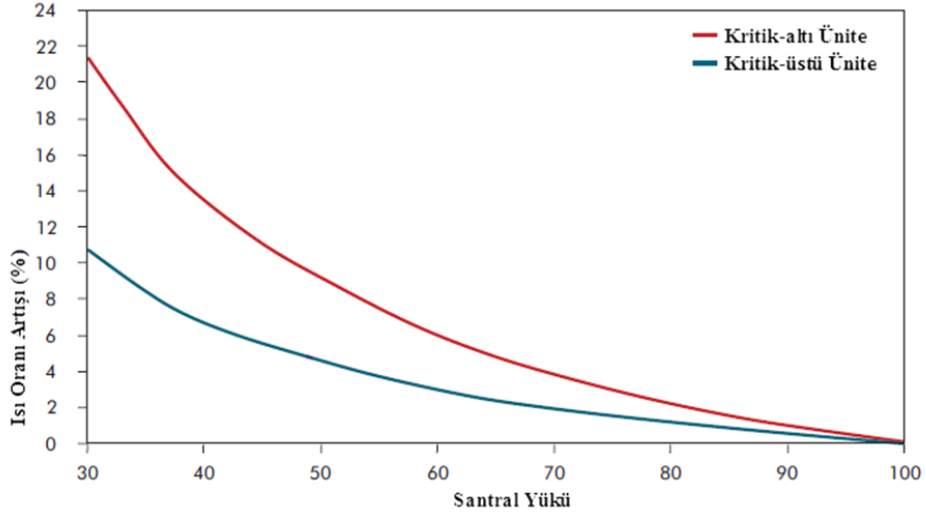
Günümüzde temiz enerji üretimi büyük önem taşımaktadır. Çevre emisyon değerlerinde çeşitli sınırlamalar gelmekte ve bu değerlerin giderek daha da sınır değerleri aşağıya çekilmektedir. Bu sebeple enerji tesisi kurarken çevreye zarar vermeyen temiz tesisler, santraller tercih edilmektedir. Bu nokta da kritik üstü santrallerde verimin artması sebebiyle çevreye verdiği salınım ters orantılı şekilde azalmaktadır. Verimin bir puan artması yanma sonucu çıkan emisyonların iki puanlık azalmasını sağlamaktadır. Kritik altı bir santralin verimi %38-39 lardan, kritik üstü santrallerde %46-48 seviyelerine kadar çıkmaktadır bu durum da enerji verimliliğinin yanı sıra çevre için çok büyük önem arz etmektedir. Şekil 1.8 'da verimin artışı ile CO2 emisyonundaki azalmayı ifade etmektedir.



Şekil 1.8. Net Santral Verimi ile CO₂ Emisyonları Arasındaki İlişki (Barnes, 2014)

Ultra-süperkritik santrallerin diğer avantajları aşağıda verilmiştir;

1. U-Süperkritik ünitelerin devreye alınma süresi kritik-altı ünitelere kıyaslandığında düşük olması sebebiyle işletme kolaylığı sağlamaktadır.
2. U-Süperkritik santrallerin verimi kritik altı santrallerin verimlerine göre daha yüksek olması sebebiyle birim elektrik üretimi için gerekli kömür maliyetleri düşmektedir.
3. U-süperkritik santrallerde, kritik altı santrallere göre düşük yüklerde verim kaybı daha az olmaktadır, bu durum değişken yük programlarında işletme açısından oldukça rahatlık sağlamaktadır. Şekil 1.9'da Değişken yüklerde çalışmanın ünite ısı oranlarını nasıl etkilediği görülmektedir.



Şekil 1.9. Değişken Yüklerde Çalışmanın Isı Oranına Etkisi (IEA,2010)

4. Kritik üstü santrallerde yük kontrolünü yapmak için basıncın ayarlanması ile yük ayarının yapılabilmesi;

Türkiye elektrik piyasasının sistem kontrolü TEİAŞ, piyasa kontrolü EPIAŞ tarafından sağlanmaktadır. Bütün santraller enerji piyasasında belirlenen üretim program doğrultusunda üretimlerini gerçekleştirmektedir ve bu programlar zaman zaman değişiklik gösterebilir ve sürekli tam yükte çalışma istenmeyebilir. Bu durumda santrallerin ara yüklerde çalışması enerji piyasasında baya önemli hale gelmektedir. Kritik altı santrallerde buhar türbinleri girişi öncesinde kontrol valfleri bulunmaktadır. İstenen MW üretimi doğrultusunda bu kontrol valfleri açarak veya kısarak istenen MW üretimi gerçekleşir. Burada kontrol valflerinin kısması sürtünme kayıplarının artması, verim kayıplarının oluşmasına neden olmaktadır. U-süperkritik santrallerde ise bu durumu kontrol etmek için kazan giden buhar basıncı düşürülerek türbin girişindeki volümetrik debi sabit kalmaktadır bunun için kontrol valflerinin kısmasına gerek yoktur bu durum verim açısından kritik altı santrallere göre avantaj sağlamaktadır. Çünkü;

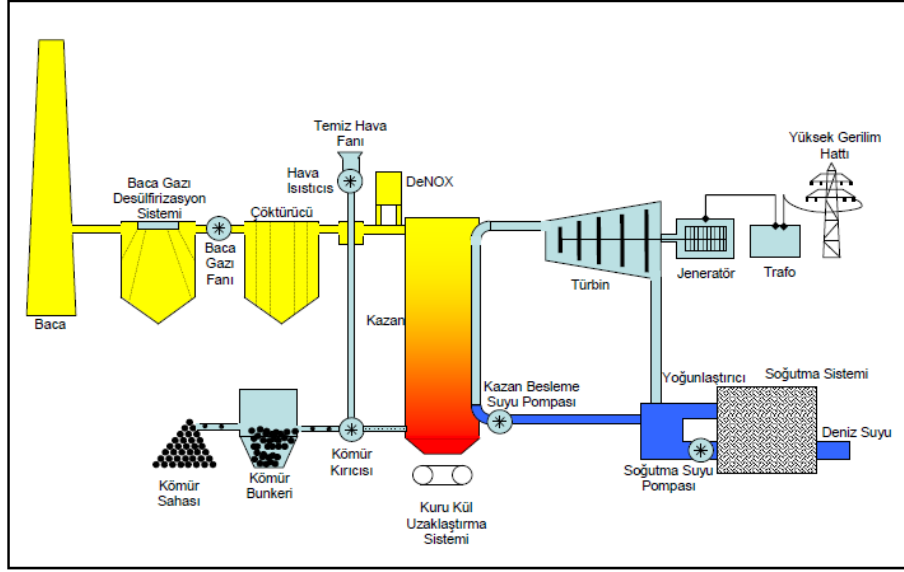
- Türbin girişi önündeki kontrol valflerinin kısma işlemine gerek duymamasından dolayı bir kayıp oluşmamaktadır.
- Besi suyu pompasının kazana göndereceği debinin azalmasından dolayı güç tüketimi azalacaktır.

- c. Kontrol valfinin açık kalması sebebiyle yüksek basınç türbin kanatları girişindeki sıcaklık farkı daha düşük olmaktadır.
 - d. Yüksek basınç türbini çıkış buharının sıcaklığı daha yüksektir.
5. Ultra-süperkritik santrallerin kurulum maliyetleri ile kritik altı santrallerin kurulum maliyetleri arasında çok fark olmamasına rağmen kritik altı santrallere göre çok fazla avantajı olmasından dolayı tercih sebebi olmaktadır.
 6. Çevre emisyon değerlerinin sınırlamalarının giderek önem kazanması sebebiyle Biyo-yakıt ile ek yanmaya ve CO₂ yakalama gibi teknolojiler ile uyumlu olması çevreye etkisinin minimum düzeye çekilmesini olanak sağlayacaktır.

Özetle ultra-süperkritik santraller veriminin yüksek olması sebebiyle kazan da yakılan kömürün daha az olması sonucu çevreye etkisinin minimuma indiği santral teknolojisidir.

1.3.2. Kritik Üstü Güç Santrallerinde Sistem ve Ekipmanlar

Ultra süperkritik santralde çalışma prensibi kritik altı santralleri ile genel olarak aynıdır. Pulverize hale gelen kömür kazana gönderilerek yakılır ve kömürün içerisindeki kimyasal enerji, kazanın etrafını saran boru demetlerinden geçen saf suya geçerek, kritik üstü basınç ve sıcaklık değerlerine ulaşır ve ısı enerjisine dönüştürür. Kızgın buhar burdan sonra türbinlerde genişleyerek türbin kanatlarını çevirir ve dolayısıyla türbin shaftı dönerek, ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüşür. Devamında türbin ile aynı shafta bağlanan jeneratörün çevrilmesiyle oluşan manyetik akım ile de elektrik enerjisi oluşur. Şekil 1.10'da santralin genel akış şeması verilmiştir. NO_x giderici, baca gazı SO_x giderici, çöktürücü ve kömür hazırlama sistemleri genel akış şemasında gösterilmiştir.



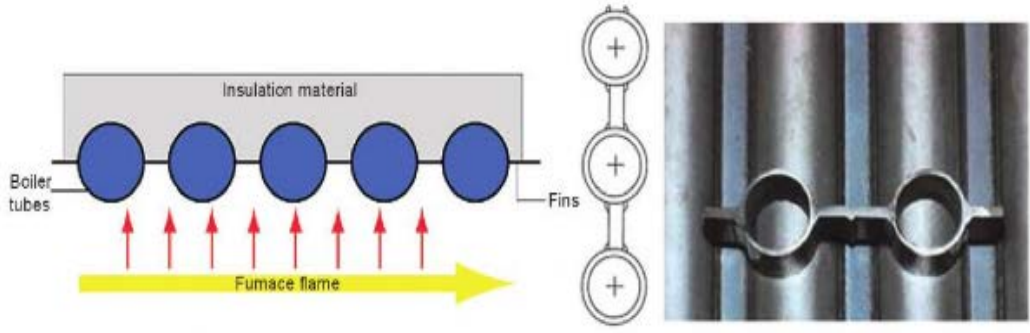
Şekil 1.10 Santralin Genel Akış Şeması

Santrallerde çalışan ana ekipman ve sistemler ile birlikte yardımcı sistemler aşağıdaki başlıklarda verilmiştir.

1.3.3. Kritik Üstü Santrallerde Kazan ve Pulverize Yakma Teknolojisi

Kazan, yaklaşık olarak 15-25 m ve 40-80 m yüksekliğinde dikdörtgen bir fırındır. Kazan Duvar çapı 30-58 mm olan yüksek basınçlı çelik borulardan oluşan bir boru demetidir. Pulverize kömür, dört köşede veya bir duvar boyunca veya iki zıt duvar boyunca bulunan brülörlerle kazana hava üflenir ve merkezde büyük bir ateş topu oluşturularak hızla yanması için ateşlenir. Ateş topunun termal radyasyonu, kazanın çevresine yakın kazan boruları arasında dolaşan suyu ısıtır. Kazan içindeki su dolaştığında, ısıyı alarak buhara dönüşür.

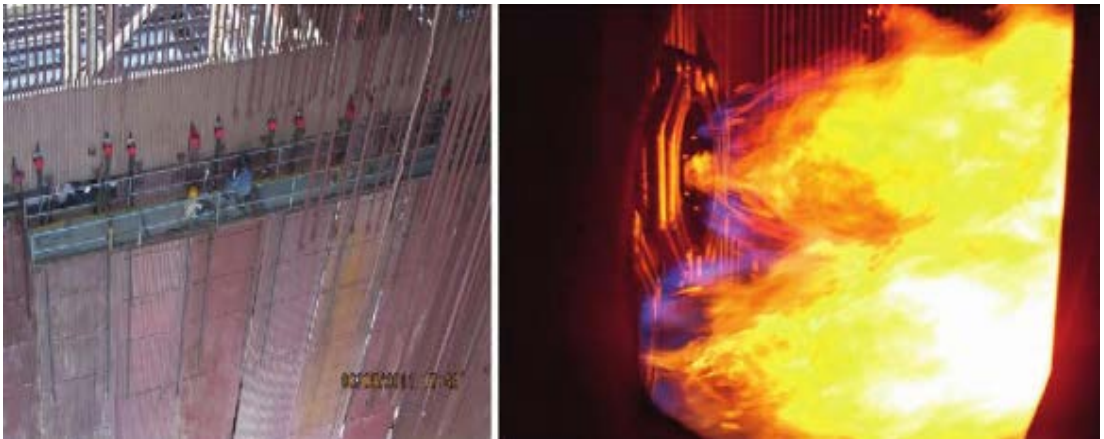
Buharlaştırıcı duvarları kazanı çevrelemektedir ve sıcak baca gazlarının gaz sızdırmaz bir şekilde oluşturulması için birbirleriyle kaynaklanmıştır (Şekil 1.11). Tipik olarak 30-60 mm dış çaplı tüplerden oluşmaktadır. Borular fırın alevine maruz kalır ve borunun içinde akan su yüksek basınç altında kaynar. Borular önceden kaynaklanır ve bir atölyede paneller olarak önceden monte edilir ve ardından tesise paneller halinde kaynaklanır (Şekil 1.12). Brülörlerin montajı için kullanılan delikler için buharlaştırıcı duvarları bükülmüştür (Şekil 1.13).



Şekil 1.11. Buharlaştırıcı boruları bağlantısı kesit gösterimi (Gianfrancesco, 2016)



Şekil 1.12. Buharlaştırıcı paketleri montaj aşaması öncesi (Gianfrancesco, 2016)



Şekil 1.13. Buharlaştırıcı paketlerinin montajı ve operasyon sırasında brülör (Gianfrancesco, 2016)

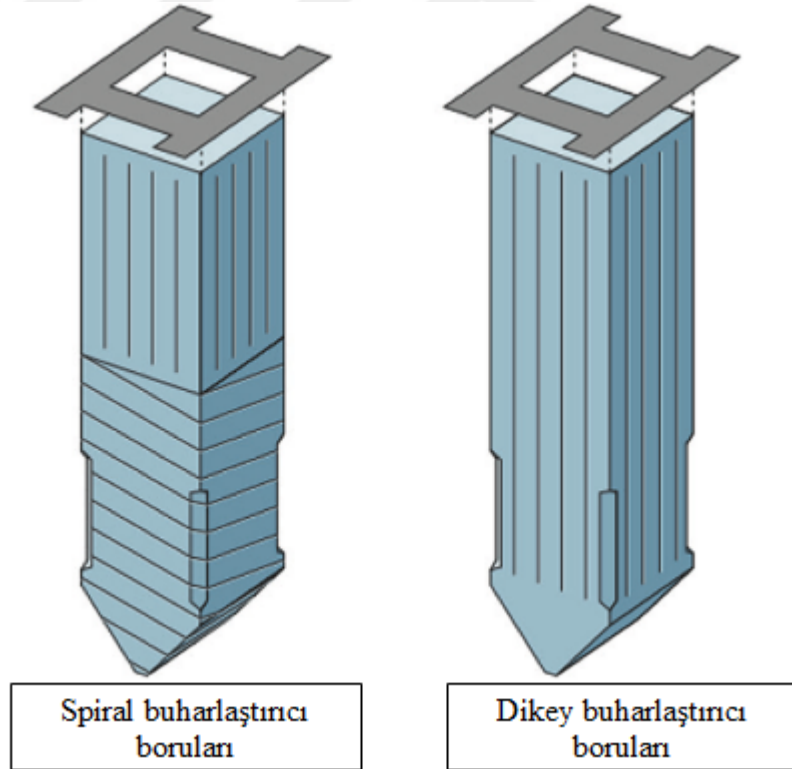
Kazan tasarımlarının borular dikey veya spiral pozisyonda olabilir (Şekil 1.14): hangisinin seçildiği, kısmen yapım aşamasında olan projenin türüne bağlıdır. Aşağıda spiral ve dikey pozisyonların avantajları verilmiştir.

Spiral Buharlaştırıcı boruları;

- Basitleştirilmiş kollektör giriş başlık düzeni mevcut
- Her bir boru yanal ısı emme varyasyonunun ortalamasından yararlanır
- Her bir boru için bireysel bağlantı yok
- Çok sayıda işletme referansı mevcut

Dikey Buharlaştırıcı boruları;

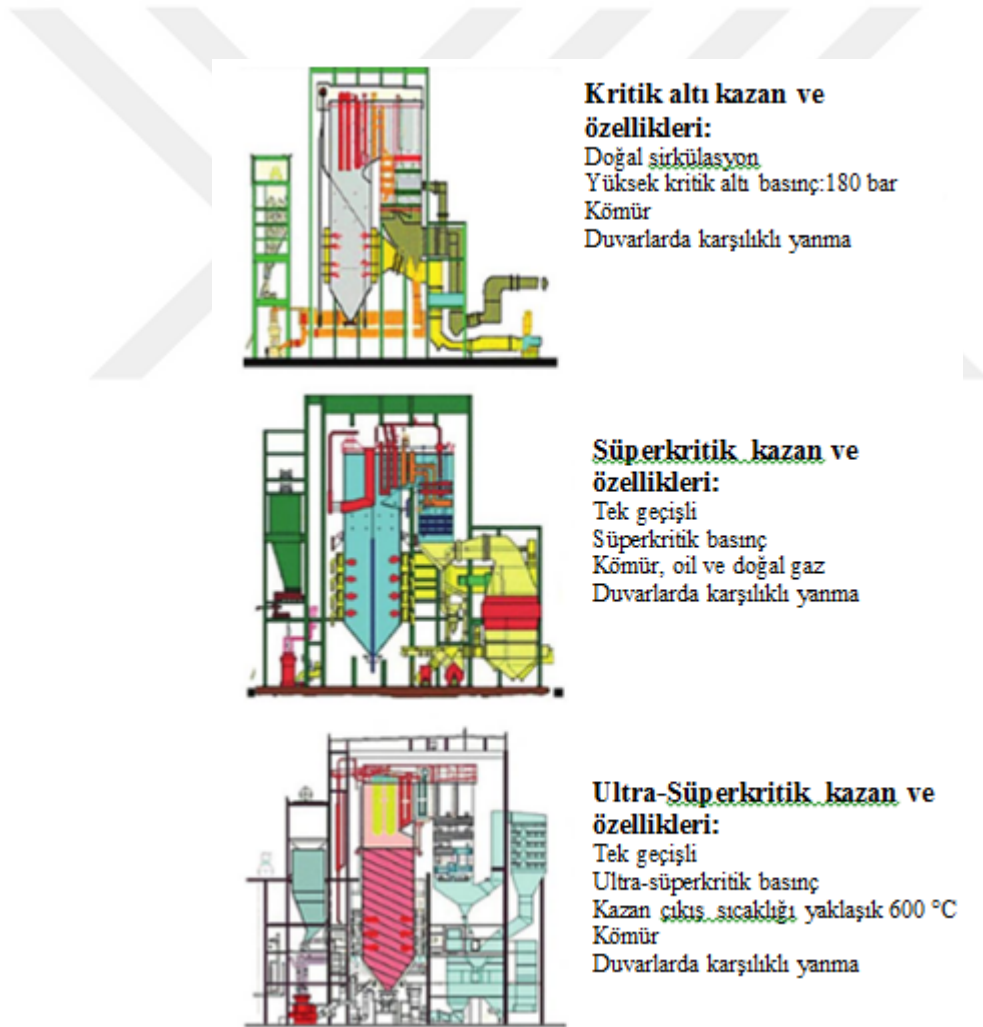
- Kazan buharlaştırıcısı duvar destek sistemi
- Kazan ara buharlaştırıcı bağlantı kollektörü yok
- Düşük kurulum ve bakım maliyeti
- Boru kaçaqlarını tespit etmek ve onarmak daha kolay



Şekil 1.14. Kazan borularının tasarımını spiral ve dikey buharlaştırıcı boruları
(Gianfrancesco, 2016)

Kazan, kömürün yakılarak içerisindeki kimyasal enerjinin, kazan borularından geçen suyun sıcaklık ve basıncının artarak kritik üstü koşullara geldiği ve kimyasal enerjinin ısı enerjisiye dönüştüğü yerdir. Bundan dolayı ultra-süperkritik kazan, santraldeki en önemli ekipmanlardan biridir.

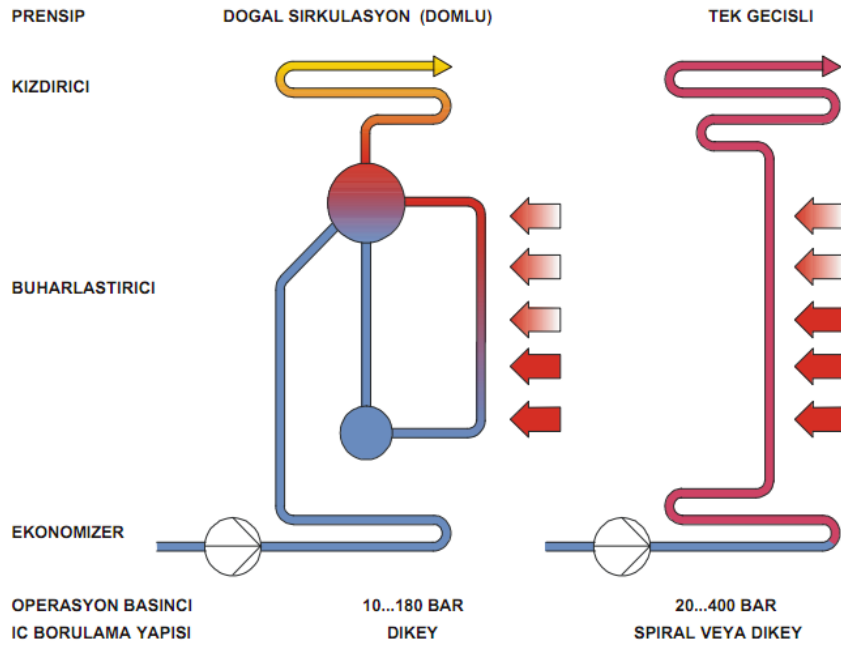
Ultra-süperkritik santraldeki kazanlarda geleneksel kritik altı kazanlarda bulunan buhar domu bulunmamaktadır ve tek geçişli olarak dizayn edilmiştir. Bu kazanlar Mark Benson tarafından 1923 yılında yapılması sebebiyle 'Benson tipi' kazan olarak da söylenmektedir. Bu kazan kritik üstü koşullarda ve değişken basınçlarda çalışabilen ilk tek geçişli kazandır. Şekil 1.15' de 3 farklı tip buhar kazanı ve özellikleri verilmiştir.



Şekil 1.15. 3 farklı tip Buhar Kazanı ve özellikleri (Gianfrancesco, 2016)

Doğal sirkülasyonlu (Domlu) kazanlar ile Tek geçişli (Benson) kazanların, borulama ve sirkülasyon yapıları Şekil 1.16’de kıyaslanmıştır. Aşağıda Doğal sirkülasyonlu (domlu) kazanlar ile Tek geçişli kazanların özellikleri kıyaslanmıştır.

1. Tek geçişli kazanlarda domlu kazanlara göre daha az su olmasından dolayı değişken basınç durumlarına domlu kazanlara göre daha hızlı cevaplar verebilmektedir.



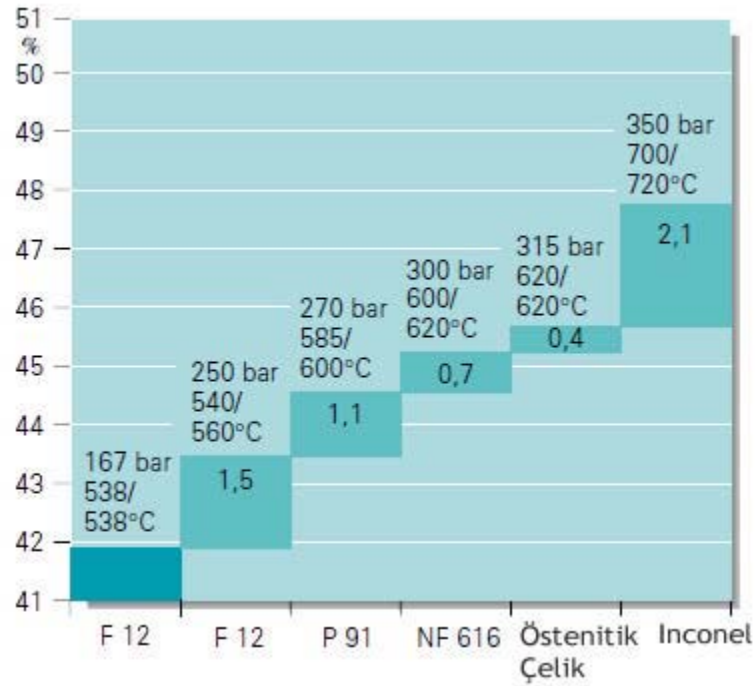
Şekil 1.16. Doğal Sirkülasyonlu Ve Tek Geçişli Kazanın Karşılaştırılması (Foster Wheeler Development Co. ‘ dan Uyarlanmıştır.)

2. Domlu kazanlar ile tek geçişli kazanlar kritik altı sıcaklık ve basınçta verimleri aynıdır fakat tek geçişli kazanların kritik üstü sıcaklık ve basınç değerlerinde verimleri domlu tip kazanlara göre daha yüksektir.

3. Domlu kazanlarda santralin devreye alınması ve işletilmesi, tek geçişli kazanlara göre daha zordur bunun aksine tek geçişli kazanlarda santral yükünün ayarlanması için gereken yakıt ve çevrim suyunun kontrol edilmesi istenen yükü vereceğinden dolayı daha yedekli bir sistemdir.

4. Domlu tip kazanlarda doğal sirkülasyon bulunmaktadır saturasyon sıcaklığın altında kalan buharlaşmamış su, buharlaşana kadar sirkülasyonda döner, tek geçişli kazanlarada ise zorlanmış sirkülasyon bulunmaktadır. İki tip kazanın aynı kapasitede olması durumunda tüketecekleri güç 4-9% oranında tek geçişli kazanda daha fazla olmaktadır. Bunun nedeni tek geçişli kazanlarda besi suyu pompasının tüketiminin artması ile ilgilidir. Fakat ara yüklerde kazan besi suyu pompası için gerekli güç azalacağından, domlu tip kazanlara göre daha az tüketim ortaya çıkacaktır.

5. Domlu tip kazanların ömür boyu maliyetleri tek geçişli kazanlara göre daha düşük olmaktadır. Kazanların gelişimi için en önemli bir diğer konu da kazanda oluşan yüksek sıcaklık ve basınca dayanıklı malzemelerin gelişimidir. Şekil 1.17’de Buharın farklı sıcaklık ve basınç değerleri için kazanda uygulanan malzemeler ile santral veriminin değişimi verilmiştir.



Şekil 1.17. Buharın Farklı Sıcaklık ve Basınç Değerlerinde Kazanda Kullanılan Malzemeler ile Santral Veriminin Değişimi (Klein ve diğ.,2002)

Dünyada inşa edilmekte olan santrallerde ana buhar sıcaklığında 580 °C ve tekrar kızdırma sıcaklığının da 600 °C'lere dayanıklı malzemeler tercih edilmekte ve ilerleyen zamanlarda 630 °C olması beklenmektedir. Teknolojik gelişmelerle beraber nikel bazlı alaşımların kullanılması ile ana buhar sıcaklığının 700 °C'lerde

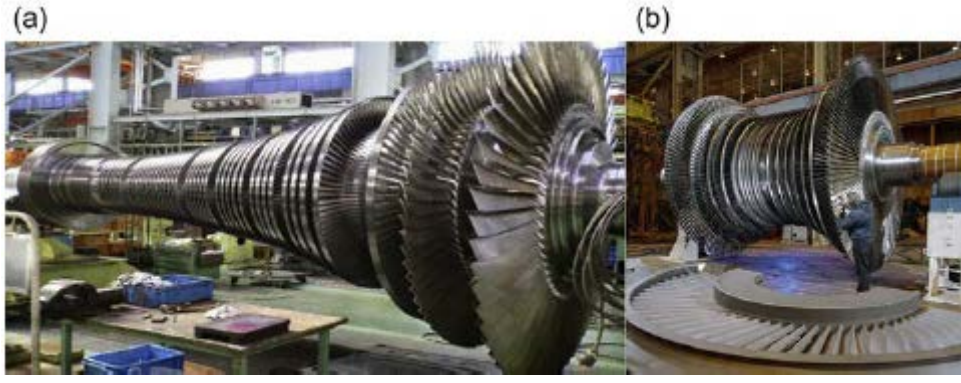
çalışabilmesi için çalışmalar devam etmekte ve santral verimlerinde 50%'lere ulaşması hedeflenmektedir. Bu gelişimde kullanılacak malzemeler için en kritik nokta, kazan montajının yapılabilmesi için kaynak teknolojilerinin de geliştirilebilmesidir. TIG kaynak metodu bu alanda kullanılmaktadır ve alanda çalışmalar devam etmektedir. Ayrıca borular içindeki buharın oksidasyonunda, malzeme mukavemetine ek olarak önemli başka bir konudur. Kazan ana buhar borulaması ve kızdırıcı paketlerinde kullanılan malzemelerin buhar oksidasyonuna direnç gösterici olması gereklidir. Aksi halde oksidasyonun artması boruda kopma veya kırılmalar meydana getirebilmektedir. Bunun içinde son yıllarda, yüksek sıcaklık ve mukavemet dayanımları, nikel bazlı alaşımların da geliştirilmesi ile birlikte mümkün olmaktadır ve buhar oksidasyonu da minimuma indirilebilmektedir. Pulverize kömür kazanlarında kömürün mikron mertebesindeki taneciklere dönüşür ve brülörler vasıtasıyla kazana girerek yanmaya başlar. Kömür taneciklerinin boyutu o kadar küçük olduğu için kazan da kömürün yanma verimi de çok yüksek olmaktadır. Verimin iyi olmasından dolayı kazan içerisinde sıcaklık 1300 °C 'lere kadar ulaşmaktadır. Bu sebeplerden ötürü genellikle kritik üstü santrallerde pulverize yakma teknolojisi tercih edilmektedir. Ayrıca, diğer bir yakma teknolojisinde akışkan yataklı yakma teknolojisidir ve bu tipte de kazan kritik üstü koşulları sağlamaktadır. Lakin pulvarizie tip kazanların kapasitelerine varamamıştır ve çalışmalar bu konu üzerine devam etmektedir.

1.4. Buhar Türbini

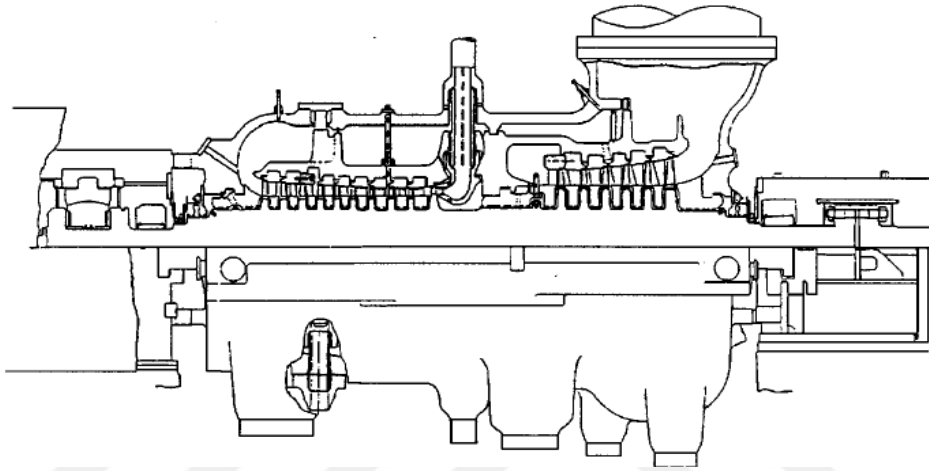
Buhar türbinleri ısı enerjisinin mekanik ve elektrik enerjisine dönüştürüldüğü santralin en önemli ekipmanlarından biridir. Bundan dolayı verimi arttırmak için çeşitli tasarımlar yapılmaktadır. Kazandan gelen ana buhar Yüksek basınç türbininde genişleyerek buhar kanatlarını döndürmekte iş üretmektedir. Burda soğuyan buhar tekrardan ısıtılmak için kazana gönderilmektedir. Tekrar kızdırılan buhar, orta basınç türbininde genişleyerek bir iş üretir ve oradan da alçak basınç türbinlerine yol almaktadır. Alçak basınç türbininde sıcaklık ve basıncı düşmüş olan buhardan tekrar bir iş elde edilir ve bu buhar artık yoğunlaştırucuya aktarılır. Çevrim sürekli devam eder.

Buhar türbinleri çeşitli sınıflara ayrılmaktadır bunlar; Yoğuşmalı türbin, yoğuşmasız türbin, tekrar ısıtılmalı türbin, çıkarma türbini, endüksiyon türbini. Yoğuşmalı türbin; bu türbinler en çok elektrik santrallerinde bulunmaktadır. Bu türbinlerin çıkış buharları atmosfer altı basınçta çalışan bir yoğuşturucuya bağlı %90 kalitede kısmen yoğuşmuş fazda bulunmaktadır. Yoğuşmasız türbin; en çok proses buharı uygulamaları için kullanılır. Bu türbinlerin çıkış buharları proses buharının basıncının gereksinimlerini karşılamak için ayar vanası tarafından kontrol edilir. Bunlar genellikle rafinerilerde, bölgesel ısıtma ünitelerinde, kâğıt fabrikalarında ve büyük miktarda düşük basınçlı işlem buharın mevcut olduğu su arıtma tesislerinde kullanılmaktadır. Yeniden ısıtılmalı elektrik santrallerinde kullanılmaktadır. Bir tekrar ısıtmada türbin, buhar akışı türbinin yüksek basınçlı bir bölümünden çıkar ve geri kazana gider ve ısıtılır. Döngüde tekrar ısıtmayı kullanma türbinten gelen iş çıktısını artırıyor ve ayrıca genişleme daha önce alınan sonuca varıyor ve böylece buharın yoğunlaşp türbin son kanatlarında aşınması en aza indirilir. Çıkarma tipi türbinler tüm uygulamalarda yaygındır. Çıkarma tipi türbinlerde, buhar türbinin çeşitli kademelerinden serbest bırakılır ve endüstriyel işlem ihtiyaçları için kullanılır veya genel döngü verimliliğini artırmak için kazan besleme suyu ısıtıcılarına gönderilir. Çıkış akışları bir vana ile kontrol edilir veya kontrolsüz bırakılır. Endüksiyon türbinleri, ilave bir üretim elde etmek için bir ara aşamada düşük basınçlı buhardan güç üretir.

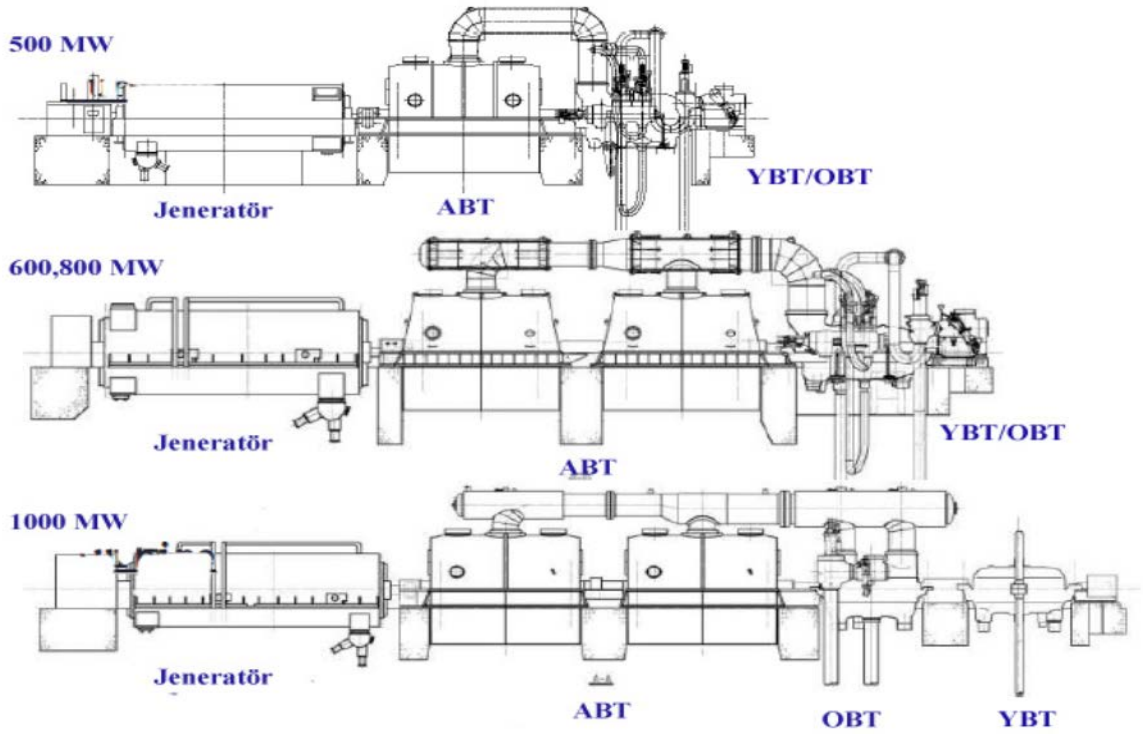
Sistemden en fazla verim alacak şekilde değişik tarz da buhar türbinleri tasarlanmaktadır bunlar tekrar ısıtmanın tek olduğu, çift olduğu ve besi suyunun ısıtmak için kullanılan ısıtıcılara gönderilen buharların adetine göre farklı tasarımlar yapılmaktadır. 600 MW yük için orta ve yüksek basınç türbinleri tek gövdede birleştirilmektedir. Şekil 1.18' de gösterilen fotoda Yüksek basınç türbinlerinde tek akışlı rotorlar tercih edilmektedir. Alçak basınç türbinleri ise tek veya iki adet olarak yapılmaktadır. Şekil 1.18' de gösterilen düşük basınçlarda iki akışlı rotorlar tercih edilmektedir. Şekil 1.19 de yüksek basınç ve orta basınç tek gövdede bulunduğu gösterilmektedir. Şekil 1.20 'da ise ünitenin üreteceği yüke göre tercih edilen tasarımlar gösterilmiştir.



Şekil 1.18. Tek akışlı rotor (a), İki akışlı rotor (b) (Gianfrancesco, 2016)



Şekil 1.19. Tek Gövdede Yüksek Basınç Ve Orta Basınç Türbinleri (GE, 1996)



Şekil 1.20. 500 ile 1000 MW Arası Türbinlerin Kademe Konfigürasyonları

Kritik üstü santrallerde oluşan buharın basınç ve sıcaklık değerlerinin artması, buharın girdiği türbinlerin de bu koşullara dayanacak şekilde tasarlanıp üretilmesini gerektirmektedir. Bunun için türbinlerden geçen buharın, türbin gövdesinde ve kanatlarında yapmış olduğu sıcaklıklar araştırılarak en az 20 sene çalışma ömrünü karşılayabilecek malzemeler seçilmektedir. U-süperkritik koşullarda ise yüksek basınç türbini ve orta basınç türbini gövdelerinde ve kanatlarında seçilen malzemeler önem arz etmektedir. Alçak basınç türbininde basınç ve sıcaklığın diğer türbinlere göre düşük olması sebebiyle özel bir tasarım gerektirmemektedir. Türbin gövdelerinde %10 krom olan martensitik malzemeler, yüksek sıcaklıkta olan bölgelerde; türbin girişi ve kanatlarında yüksek mukavemetli östenitik çelikler ve nikel bazlı alaşımlar tercih edilmektedir.

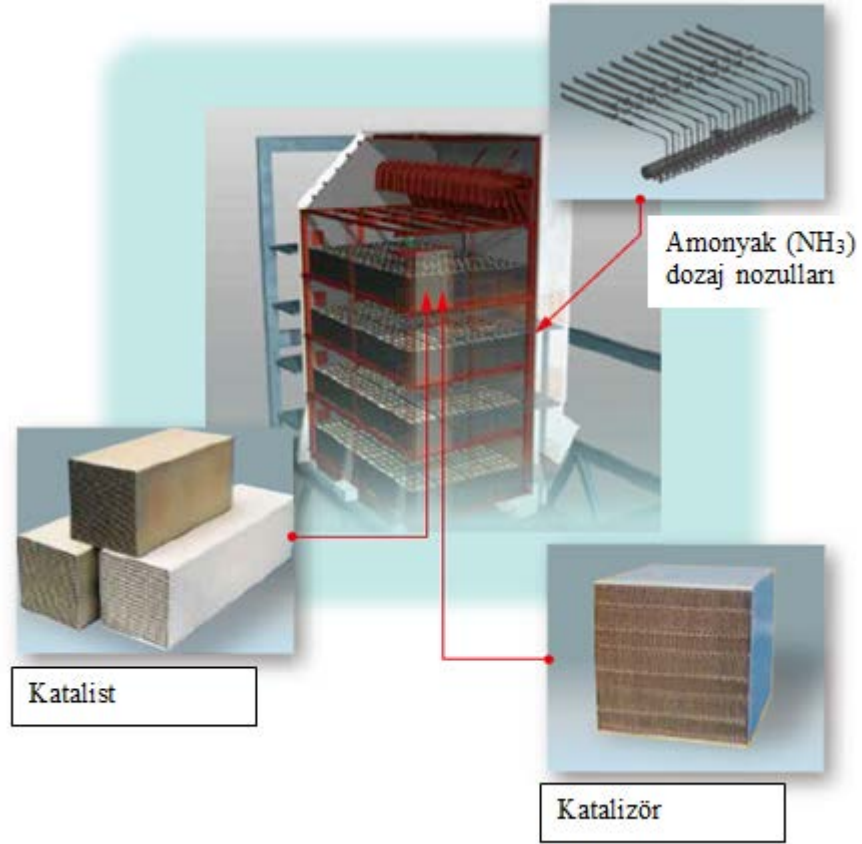
1.5. Kömür Stoklama ve Besleme Sistemi

Kazanda yakılacak olan kömürler madenden geldikleri zaman bantlı konveyörler vasıtasıyla stoklama sahasına gönderilir. Stoklama sahasına gitmeden önce bant yolu üzerinde çeşitli aşamalardan geçer, ilk olarak manyetik separatör yardımıyla kömürlerin içerisindeki demir parçaları ayrıştırılır sonra yoluna devam eden kömürler kırıcı binasına girer ve burda da hali hazırda küçük boyutlu kömürler ayrılarak yoluna devam eder, boyutu büyük olanlar ise kırıcılara girerek 15 mm'den daha küçük boyutlara getirilir ve onlarda stoklama sahasına devam eder. Kırıcı binası sonrası bantta metal algılayıcı sensörler bulunur ve metal algıladığı zaman bantları durdurur. Bu işlemler sonucunda metallere ayrıştırılan kömürler stok sahasındaki Stoklayıcı ekipman sayesinde stok sahasına serilir ve artık kazana gönderilmek üzere bekler. Kazana gidecek kömür stoklayıcı ekipman sayesinde bantlı konveyörlere aktarılır ve kazan bunkerlerine doğru yol alır burada bunkere girmeden önce tekrar metal algılayıcı sensörler mevcuttur. Burdan da geçtikten sonra bunkerlere boşaltılır. Bunkerlerde depo edilen kömür kazanı belli bir süre idare edebilecek kapasitededir her bir bunker yaklaşık 800 ton almaktadır. Bunkerlerin altında kazan değirmenlerini besleyen feederler mevcuttur burdan feederlere giden kömür ordan da değirmenlere gönderilerek pulverize hale getirilir ve kazana havayla beraber gönderilir.

1.6. Baca Gazı Sistemi

Baca gazı, kazan da oluşan yanma işlemi sonucu meydana çıkan uçucu külün, CO₂, NO_x, SO₂, O₂ toplamına söylenmektedir. Baca gazı sistemi bütün bunların sistemden arındırılması amacıyla kurulmuştur, kazandan bunların uzaklaştırılabilmesi için cebri fan mevcuttur ve kazan da vakumu oluşturarak bacadan dışarı atılmasını sağlamaktadır. Kazanda sürekli vakum basıncı mevcuttur.

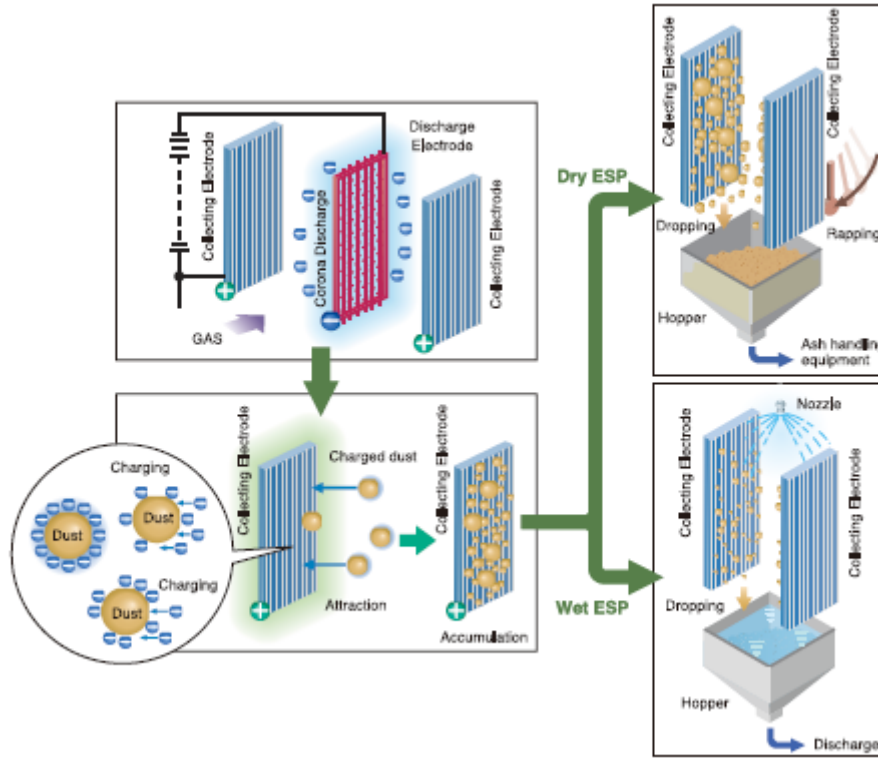
NO_x giderici; Kazandan çıkan baca gazı NO_x giderme sistemine girmektedir. Bu sistemin amacı, baca gazı içerisindeki NO_x, amonyak gazı ile katalizörler vasıtasıyla tepkimeye girer ve bu reaksiyon sonucu hava da bulunan N₂ ve H₂O açığa çıkar ve bu sayede NO_x gazından arındırılmış olunur. Şekil 1.21’de NO_x giderici sistemi amonyak dozajı nozulları, her bir katalist ve bunların oluşturduğu katalizör gösterilmiştir.



Şekil 1.21. NO_x Giderici Sistemi (MHPS)

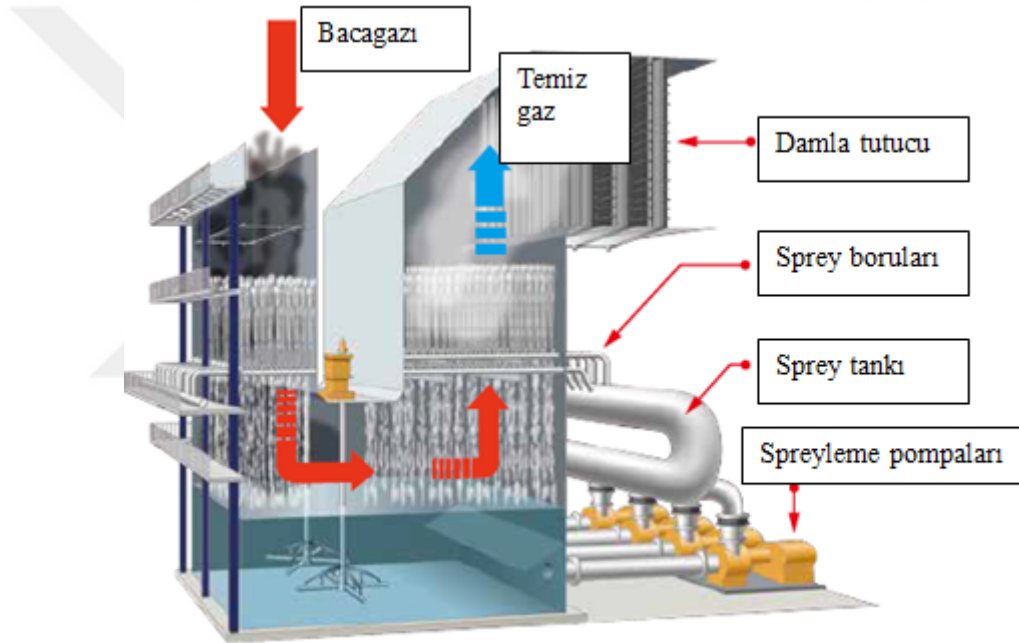
Hava ön ısıtıcısı; Kazandan çıkan baca gazının içerisindeki sıcaklıktan yararlanmak için hava ön ısıtıcısı konmuştur burda sıcak baca gazı, içerisindeki enerjisini hava ön ısıtıcı ekipmanı sayesinde içerisinde bulunan metal plakalara aktarır oradan da bu ısı kazana yanma havası ve taşıma havası olarak giren havaya geçerek dışarı ya atılacak olan ısı enerjisinin tekrardan sisteme kazanmasını sağlamaktadır.

Çöktürücü (ESP) ; Baca gazı içerisinde ki uçucu külün tutulması için elektrostatik filtre sistemi kurulmuştur. Burda levhalar artı, teller eksi yükle yüklendirilerek bacagazı içerisindeki küllerin levhalarda toplanmasını sağlamaktadır ve kuru elektrostatik filtrelerde çekiçler vasıtasıyla belirli periyotta çekiçlenerek küllerin hopperlara düşmesi sağlanmaktadır. Yaş elektrostatik filtrelerde ise nozullardan su püskürtülerek hopperlara düşmesi sağlanmaktadır. Şekil 1.22’de ESP gösterimi yapılmıştır. Bir diğer alternatif ise torba filtre sistemidir; Burada bacaya giden külün kumaş bir filtrede tutulması sağlanmaktadır.



Şekil 1.22 ElektroStatik Filtre (ESP) gösterimi (MHPS)

SO₂ arıtma (Flue gas desülfürizasyon FGD); Bu sistemin amacı baca gazı içerisindeki SO₂ nin, ayrı bir sistemde hazırlanmış olan limestone çözeltilisi ile tepkimeye sokulur. FGD ünitesi içinde pompalar sayesinde sistem içerisindeki karışım sürekli olarak baca gazına püskürtülür ve tepkimeye sokulur burda tepkime sonucu SO₂ den arındırılır ve bir yan ürün oluşur gypcum yani alçı taşı üretilir bu da inşaat sektöründe çeşitli yerlerde kullanılmaktadır. Burdan sonra baca ekipmanı sayesinde baca gazı dışarıya atılır. Şekil 1.23' de Limestone kullanılmayan FGD ünitelerinde ise deniz suyu pompalar vasıtasıyla deniz suyu gönderilerek baca gazı üzerine spreyleme sistemiyle püskürtülerek SO₂ tutulmaktadır ayrıca bacagazı içerisindeki tozu tutmak için su püskürten damla tutucular bulunmaktadır.



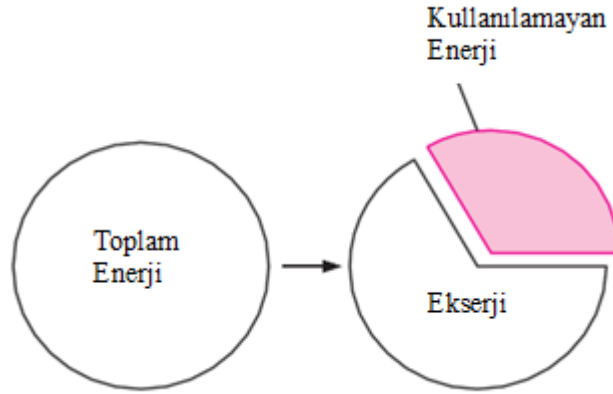
Şekil 1.23. SO₂ arıtma sistemi (FGD) gösterimi (MHPS)

1.7. Enerji ve Ekserji

Enerji, iş yapma, ısı üretme ve ışık yayma kapasitesidir. (Raja ve diğerleri, 2006). Temel bir termodinamik kavramı, mühendislik analizinin en önemli yönlerinden biridir. Enerji, çeşitli makroskopik formlarda sistemlerde depolanabilir: kinetik enerji, yer çekimi potansiyeli enerjisi ve iç enerji olarak. (Moran, 1999). Enerji her zaman korunur, üretilip tüketilemez ve enerji bir miktar ölçüsü değildir. (Mborah ve

Gbadam, 2010). Enerji kapalı bir sistemde iki farklı biçimde aktarılabilir: ısı ve iş. Kontrol hacimleri için, enerji kütle akışı ile aktarılabilir. Kapalı bir sisteme ya da bu sistemden gelen bir enerji transferi, bir sıcaklık farkından kaynaklı ise ısıdır. Aksi takdirde bu iştir ve bir mesafeden etkilenen kuvvet nedeniyledir (Çengel ve Boles, 2006).

Ekserji, belirli bir referans ortamıyla denge sağladığından, bir sistem tarafından üretilebilecek maksimum mümkün olan iştir. Belirlenen referans ortamında faydalı iş potansiyeli sıfırdır, bu yüzden buna kullanılmayan enerji denir. Ekserji, enerjinin kalitesinin veya yararlılığının bir ölçüsü olarak hesaba katılabilir. Enerji aksine, ekserji korunmaz, ancak herhangi bir pratik süreçte yok edilir. Bir süreç boyunca ekserji yok edilmesi, tersinmezlikten kaynaklanan verimsizlikleri açıklayan entropi oluşumu ile orantılıdır (Ray ve ark., 2010). Enerji, ekserji ve kullanılmayan enerji Şekil 1.24'te gösterilmiştir.



Şekil 1.24. Enerji Ve Ekserji Arasındaki İlişki (Çengel ve Boles 2006).

Ekserji, yalnızca tersinir bir proses için korunmuş veya denge halindedir, ancak kısmen tersinmez bir prosesde tüketilir. Böylece, ekserji gerçek prosesler için asla dengede değildir. Ekserji, enerji gibi bir sistemin sınırları boyunca taşınabilir. Her tür enerji transferi için, karşılık gelen bir ekserji aktarımı vardır. Ekserji analizi, farklı enerji formlarının ve iş ve ısıdaki miktarların farklı termodinamik değerlerini hesaba katar. Bununla birlikte, ısı transferi ile ilişkili ekserji transferi, ortam sıcaklığına bağlı olarak oluşan sıcaklığa bağlıdır (Dinçer ve Rosen, 2007).

Sonuç olarak, enerji analizi geleneksel olarak performans karşılaştırmaları ve optimizasyonlar gerçekleştirmek için endüstrilerde kullanılır. Ekserji analizi mevcut sistem, süreç veya bileşenleri iyileştirmek için ekserji kayıplarının yerini ve büyüklüğünü belirlemektir (Ray ve ark.2010)

Çizelge 1. 1. Enerji ve Ekserji Karşılaştırması (Dinçer ve Rosen, 2011)

ENERJİ	EKSERJİ
Tüm prosesler için termodinamiğin I. yasasıyla gösterilir.	Sadece tersinir prosesler için termodinamiğin I. yasasıyla gösterilir (Tersinmez proseslerde, kısmen ya da tamamen yok olur).
Daima korunur. Yoktan var edilemez veya yok edilemez	Tersinir proseslerde korunur, tersinmez proseslerde daima kaybolur.
Enerji, hareket veya hareket üretebilme kabiliyetidir.	Ekserji, iş veya iş üretebilme kabiliyetidir
Niceliğin bir ölçütüdür.	Niceliğin ve kalitenin bir ölçütüdür.
Sadece madde ve enerji akış parametrelerine bağlı, çevre parametrelerinden bağımsızdır.	Madde ve enerji akış parametrelerinin yanı sıra çevre parametrelerine de bağlıdır.
Sıfırdan farklı değerleri vardır. (Einstein'ın bağıntısına göre, mc^2 ye eşittir).	Sıfıra eşittir (Çevreyle dengede olarak ölü durumda).
Tüm prosesler için termodinamiğin ikinci yasasıyla sınırlıdır (tersinir olanlar da dâhil).	Termodinamiğin II. yasası nedeniyle tersinir prosesler için sınırlı değildir.

1.8. Çalışmanın Amacı ve Anahatlar

Enerji tüketimi sürekli artar. İnsanlığın en önemli ihtiyacı olan artan enerji talebi, özellikle verimli enerji kullanımı ve çevre sorunları ortaya koymuştur. Bu nedenle, sınırlı enerji kaynaklarının daha temiz ve etkili kullanılması için yapılan çalışmalar önemli olmuştur. Bu bağlamda, enerji üretimi ve tüketim süreçlerinin performanslarının değerlendirilmesi için enerji ve ekserji analizi kullanılır.

Fosil yakıt rezervlerinin tükenme oranının, enerji santrallerinin en verimli şekilde işletilmesini zorunlu kıldığını bildirmiştir. Termik santrallerin performansı, termodinamiğin birinci yasasına dayanan, elektrik gücü ve termal verimlilik de dahil olmak üzere enerji performans kriterleri ile değerlendirilir. Termodinamiğin 2. yasasına dayanan ekserji performansının son on yıllarda tasarım, değerlendirme,

optimizasyon ve nihai olarak termik santrallerin iyileştirilmesi için yararlı bir yöntem olduğunu keşfettiler.

Kaushik ve ark.'nın çalışmalarında; (2011), ikinci yasanın performans analizinin sadece santraldaki tersinmezlik büyüklüklerini, yerini ve nedenlerini belirleyeceğini değil aynı zamanda santralin tek tek bileşenlerin verimliliğinin daha anlamlı bir şekilde değerlendirilmesini sağladığı belirtilmiştir. İkinci kanun performans analizinin bu noktaları birinci yasa analizinden temel farklılıklardandır. Dolayısıyla, ikinci yasa ve birinci yasa analizlerini birlikte gerçekleştirmenin sistem özelliklerini tam olarak tanımlayabileceği söylenebilir.

Bu çalışma iki gruba ayrılacaktır. Öncelikle Ultra- süperkritik bir santralin %100 yük deki verileri kullanılarak santraldaki her bir ekipmanın enerji ekserji analizinin yapılması, Veriler elde edildikten sonra, öncelikle termodinamiğin birinci yasası temel alınarak ekipmanların enerji kaybı hesaplanacaktır. Daha sonra fiziki ekserji ve kimyasal ekserji ve ikinci kanun verimliliği hesaplanarak her bir ekipman için tersinmezlikler belirlenecektir.

Şimdiye kadar elde edilen sonuçlar her bir ekipman için hesaplanacak tersinmezlik, ekserji kaybı, enerji kaybı ve bunların ikinci yasa verimliliği hesaplanacaktır. Son olarak, bu sonuçlar çeşitli grafikler türleri üzerinde gösterilecektir.

İkinci olarak da çıkacak sonuçlar ile daha önce yapılmış olan Kritikaltı ve Superkritik santraller'deki enerji ve ekserji analizleriyle kıyaslanacak çeşitli grafikler üzerinde gösterilecektir.

Sonuç olarak, bu çalışmanın amacı, enerji ve ekserji analizi açısından buhar gücü santralının verimliliğini ve kaybını analiz etmektir. Enerji kaybı ve ekserji kaybı veya tersinmezlikler ve ikinci kanun verimliliği belirlenecektir. Ultra-süperkritik bir santral tipinin diğer santral tiplerine göre kıyaslanması yapılacaktır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR BÖLÜMÜ

Erduranlı (1997), tarafından mevcut işletme santraline gerçek işletme parametreleri kullanılarak enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Enerji ve ekserji analizi uygulanarak her bir bileşen için toplam girdi ve çıktı enerjisi ile ekserji ve ekserji kayıpları belirlenmiştir. Ekserji kayıpları burada akış, yanma, ısı transferi ve baca gazları nedeniyle göz önünde bulundurulmuştur. Enerji ve ekserji kayıpları her birim için birbiriyle karşılaştırılmıştır. Enerji analizine göre yoğunlaştırıcıda en büyük enerji kaybının, ekserji analizine göre kazanda en büyük ekserji kaybının meydana geldiği sonucuna varılmıştır.

Ünver ve Kılıç (2005), çalışmalarında doğalgaz yakıtlı bir kombine güç santralinin çevre sıcaklığına ve yük durumuna bağlı olarak performans parametrelerinin 38 değişimini termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını kullanarak analiz etmişlerdir. Sistemi oluşturan her bir üniteye bağlı faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlik miktarlarını tespit etmişler ve sistemin genel verimleri hesaplamışlardır. Araştırma sonucunda, atmosferik hava sıcaklığındaki artışın sistemin genel verimini olumsuz etkilediğini ve özgül yakıt sarfiyatını arttırdığını tespit etmişlerdir.

Ganapathy ve diğ. (2009), Hindistan 'ın Tamil Nadu eyaletinde bulunan Neyveli Linyit Limited Şirketine ait 50 MW linyit yakıtlı buhar santralinin ekserji analizini yapmıştır. Ekserji kayıpları tesisin çeşitli alt sistemlerinde meydana gelmiş ve bileşenleri kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri kullanılarak hesaplanmıştır. Gerçek zamanlı santral çalıştırma koşulları sırasında birkaç santral bileşenindeki ekserji kaybının dağılımı, işleminin tersinmezliğini tespit etmek için değerlendirilmiştir. Tesisin birinci kanun verimi ve ikinci kanun verimi de hesaplanmıştır. Enerji kayıpları ile tesisin tek tek bileşenlerinin ekserji kayıpları arasındaki karşılaştırma, yoğunlaştırıcıda %39'luk maksimum enerji kaybının meydana geldiğini gösterirken, Kazanda %42,73'lük maksimum ekserji kayıplarının bulunduğunu göstermektedir. İyileştirme kapsamı olan gerçek enerji kayıpları, Kazanda meydana gelen maksimum ekserji kaybı olarak verilmiştir.

Aljundi (2009), Bu çalışmada Ürdün'deki 396 MW gücündeki elektrik santralinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Sistem ekipmanları ayrı ayrı analiz edilmiştir ve ortamdaki referans ortam sıcaklığının değişmesinin etkisi de sunulmuştur. Santral da enerji kaybı en fazla yoğuşturucuda olmakta ve 134 MW çevreye kayıp edilmiştir, kazan sisteminde ise sadece 13 MW kaybedilmiştir. Ekserji kaybının toplam ekserji kaybına yüzde oranı, kazan sisteminde %77, türbinde %13 ve daha sonra da yoğuşturucuda %9 olarak bulunmuştur. Tesisin enerji verimi %26 olarak bulunmuştur. Yakıtın alt ısı değerine göre yapılan ekserji verimi ise %25 olarak bulunmuştur. Referans çevre sıcaklığının artması sonucu kazan ve türbin ekipmanlarında tersinmezliklerin arttığı ve ekserji verimlerinin düştüğü fakat yoğuşturucuda tersinmezliğin azaldığı, ekserji veriminin arttığı sonucunu bulmuşlardır.

Kocaekiz (2010), Yatağan / Muğla'da sanayi bölgesinde çalışan kombine çevrim Yatağan Termik Santrali için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları kullanılarak verimlilik analizi yapılmıştır. Termik santral verimliliğini analiz ederken farklı çevresel koşullar ve yükler gözlenmiş ve dikkate alınmıştır. Performans parametrelerinin değişimleri ve büyüklükleri incelenmiştir. Santrali oluşturan her bir bileşen için faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlikler elde edilmiştir ve tesisin genel verimliliği hesaplanmıştır. Sonuçlar, bir buhar çevrimi sistemi için ekserji analizlerinin tesis verimliliğini daha kesin bir şekilde öngördüğünü göstermiştir. Buna ek olarak, bu çalışmayla birlikte, termodinamik işlem yasası için kombine çevrim termik santralin verimliliği ve termodinamik verim kanunu gösterilmiş ve buna dikkat edilmiştir.

Zhao ve Chai (2010), 300 MW kapasiteli bir enerji çevrim sistemine ekserji analizi yapmışlardır. Öncelikle, termodinamik parametrelerin hesaplanması esasına göre spesifik çalışma koşullarında ekserji kaybı ve ekserji veriminin hesaplanması yapılmıştır. Ekserji kaybının 91,98 % oran ile kazanda en fazla olduğunu söylemişlerdir. Ayrıca değişen ortam sıcaklığı ile ekserji kaybının ve ekserji verimliliğinin özelliklerinin analizlerini gerçekleştirilmiş ve sıcaklığın her 1 C°'lik artışı, ekserji veriminde 0,16%'lık bir azalmaya sebep olduğunu söylemişlerdir.

Regulagadda ve diğ. (2010), Kömür yakıtlı 32 MW'lık kapasiteli bir enerji santralinde, kritik altı bir kazan-türbin jeneratörünün termodinamik analizi yapılmıştır. Tesis performansını maksimum düzeye çıkaran parametreleri belirlemek amacıyla, farklı işletme basınçları, sıcaklıklar ve akış hızları dahil olmak üzere çeşitli işletme koşullarında tesis için parametrik bir çalışma yapılmıştır. Ekserji kaybı dağılımı, kazan ve türbin tersinmezliklerinin santralde en yüksek ekserji kaybını sağladığını göstermektedir. Ayrıca, sistemdeki ekserji kayıpları ile ilgili olarak çevresel etki ve sürdürülebilirlik analizleri yapılmakta ve sunulmaktadır.

Guogiang ve diğ. (2011), 300 MW kapasiteye sahip Çin'de inşa edilmiş olan Xiaolongtan santralının enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Yapılan hesaplamalara göre en fazla ekserji kaybı %68 ile kazan sisteminde, en fazla enerji kaybı ise %52 ile yoğuşturucuda bulunmuştur.

Yazıcı ve Selbaş (2011) bu çalışmada bir buhar santralının enerji ve ekserji analizi yapılmış, bazı durumlarda ihmal edilmiştir (sürtünme kaybı, basınç kaybı, kinetik ve potansiyel enerji vb.). 500 MW'lık buhar enerji santralının enerji denklemini yazmak için termodinamiğin birinci yasası uygulanmıştır. Buhar türbininde gerekli gücü elde etmek için kazana verilen ısı, güç akışkanının debisi, pompa gücü ve yoğuşturucudan soğutma suyuna aktarılan ısı değerleri, farklı kazan sıcaklıklarında ayrı ayrı hesaplanmıştır. Buhar santralının ana elemanı olan buhar kazanı ve yoğuşturucu için termodinamiğin ikinci yasası uygulanmıştır, bu elemanların ekserji analizi yapılmıştır. Sistemin toplam geri dönüşümsüzlüğü hesaplanmış ve en fazla geri dönüşümsüzlüğü üreten sistem elemanı belirlenmiştir.

Karagöz (2011) Bu çalışmada, doğal gaz kullanılarak 82 MW'lık kombine çevrim santrallerinin fiili işletme parametreleri kullanılarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Santralde 30 MW'lık iki türbin ünitesi ve 22 MW'lık buhar türbini ünitesi bulunuyor. Girişteki enerji ve ekserji verilerine ve santrallerin içindeki cihazların çıkış verilerine dayanarak enerji kaybı ve ekserji kayıpları belirlenmiştir. Enerji analizi sonuçları, baca ve hava soğutmalı yoğuşturucuda meydana gelen en yüksek enerji kayıplarının sırasıyla% 50,17 ve% 39,67 olduğunu göstermektedir. Ekserji analiz sonuçları en yüksek ekserji kaybının yanma odasında% 48,43 ve gaz türbini

içerisinde% 37,33 ile gerçekleştiğini göstermektedir. Kombine çevrim elektrik santralının ısı ve ekserji verimleri sırasıyla% 49 ve% 47 olarak belirlenmiştir. Sonuçlar ekserji kayıplarının akış, yanma ve baca gazlarından kaynaklandığını göstermektedir. Bu nedenle, yanma odası, buhar türbini ve yoğuşurucu ünitelerinde iyileştirmeler yapılmalıdır.

Ehsan ve Yılmazoğlu (2011), 10 farklı çeşitteki Türkiye linyiti ile çalıştırılacak 240 MWe gücünde bir kömür yakıtlı termik santralının termodinamik çevrimini tasarlayan bu sisteme ekserji analizi yöntemini uygulamışlardır. Bu şehirde, CO₂ için çevre dostu ve eksimetre verimine etkisi ve bir linyit alternatifi tasarlanışları hesaplanmıştır. Gösterilen tasarım kömürüne göre alınan sonuçlarda en büyük ekserji kaybının kazanda 229,10 MW ve %83,29 ile olduğu görülmüş ve CO₂ sıcaklığının artması belirtilmiştir.

Geredelioğlu (2011) Bu çalışmada Türkiye’de faaliyette olan bir termik santralin 2. ünitesine enerji, ekserji ve termoekonomik analiz yapılmıştır. Termik santralin ünitesinde belirlenen 46 düğüm noktasının termodinamik özellikleri EES programı ile belirlenmiş, bu belirlemelere göre her bir düğümün enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Sistemi oluşturan her ekipmanın faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlik miktarları tespit edilmiş, sistemin genel verimleri hesaplanmış ve yok olan ekserji oranı belirlenerek eksergoekonomik faktörler çıkartılmıştır. Araştırmada elde edilen veriler doğrultusunda sonuçlar grafiksel olarak değerlendirilmiş ve düzeltme yapılabilecek ekipmanlar belirlenerek çözüm önerileri sunulmuştur.

Filiz (2012). Kardemir A.Ş.'de var olan gaz yakıtlı kazanın performansını araştırdı. Kok gazı kullanılarak, konvertör gazı ve fırın gazı olarak demir ve çelik üretimi sırasında salınan atık gazlardan yakıt olarak enerji ve ekserji analizi yapılarak değerlendirildi. Ayrıca, kazan ekonomik maliyet ekserji maliyet hesaplama ve exergoeconomics açısından analiz edilmiştir. Kazana açık sistem ve tek birim olarak yaklaşmış ve bu durum göz önünde bulundurularak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Kazanın enerji ve ekserji analizi sonucunda enerji ve ekserji verimleri sırasıyla% 91 ve% 46 olarak bulunmuştur. Enerji kaybı ve ekserji kaybının sırasıyla 6445.5 kW ve 21185.81 kW olduğu tespit edilmiştir. Aynı zamanda, kazanın

11440.33 kW düzelme potansiyeline sahip olduğu ve kazanda kullanılan kazana karşı yakıttan kaynaklanan enerji tüketiminin 0.54 olduğu tespit edilmiştir.

Şahin ve Aydın (2012), Atlas İskenderun Termik Santrali'nin enerji ve ekserji analizini çalıştı. Bu santral 600 MW çıkışlı süperkritik buhar koşullarında çalışmak üzere tasarlanmıştır. Her birimin enerji ve ekserji debileri, Tersinmezlik ve verimleri belirlenmiştir. Tesisin genel enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla% 44,17 ve% 40,83 olarak bulunmuştur. Referans ortam sıcaklığının santralin verimliliği ve geri dönüşümsüzlüğü üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Döngüdeki toplam tersinir güç, yakıtın giriş enerjisine eşittir ve 1478.02 MWth olarak bulunur. Ayrıca, güç döngüsündeki toplam Tersinmezlik 873.76 MWth olarak hesaplanır ve bu, çevrime harcanan toplam ekserji girdisinin %59,11'dir. Enerji analizine göre, yoğunlaştırıcıyla ilişkili enerji kayıpları önemlidir. Ancak, ekserji analizi, yoğunlaştırıcıda ekserji değerinin yalnızca %1,46'sının kaybolduğunu göstermektedir.

Tontu ve Şahin (2013), Kritik altı bir buharlı güç santralinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Bu çalışmada tam yükte 660 MW yüke sahip buharlı güç santraline enerji ve ekserji üç değişik çalışma yükü için uygulanmıştır. Bu çalışmanın amacı, sistemi oluşturan her bir ekipmanı ayrı ayrı inceleyerek en fazla enerji ve ekserji kaybı olan ekipmanları belirlemek olup çalışmada sistemi oluşturan ekipmanların faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlik miktarları tespit edilmiş ek olarak her bir ekipmanın ve santralin ikinci yasa verimi hesaplanmıştır.

Üç farklı yükte de en fazla enerji kaybı yoğunlaştırıcıda olmakta olup, ekserji kaybı kazanda olmaktadır. Sonuçlara göre ekserji analizinin enerji analizine göre önemli olduğu kanısına varılmıştır. Ekserji kayıpları azaltılması durumunda santral verimi olumlu yönde artacaktır.

Önceki çalışmalar bölümünden elde edilen verilere göre enerji santrallerinin değerlendirilmesi yapılırken; enerji ve ekserji verimi, enerji ve ekserji tüketimi ve tersinmezlik oranı ve gibi parametreler üzerinde çalışma yapılması gerektiğini göstermektedir.

3. MALZEME VE YÖNTEM BÖLÜMÜ

3.1. Enerji Analizi

Enerji analizi, malzemelerin fiziksel veya kimyasal olarak işlenmesini ve enerjinin aktarılmasını ve dönüştürülmesini içeren bir işlemde enerjinin nasıl kullanıldığını değerlendirmenin geleneksel yöntemidir. Bu genellikle TBY'na dayanan enerji dengelerinin gerçekleştirilmesini ve enerji verimliliğinin değerlendirilmesini gerektirir. Bu denge, ısı kayıpları gibi atık ekserji emisyonlarını belirlemek ve azaltmak ve bazen atık ve ısı geri kazanımını arttırmak için kullanılır. Bununla birlikte, bir enerji dengesi, bir işlem sırasında enerjinin veya kaynakların bozulması hakkında bilgi sağlamaz ve bir sistemden akan ve ürün ve atık olarak çıkan çeşitli enerji ve malzeme akışlarının kullanılabilirliğini veya kalitesini ölçmez.

Isı ve iş akışlarının enerji değerleri mutlak, malzeme akışlarının enerji değerleri ise görecelidir. Entalpiler referans seviyesine göre değerlendirilir. Enerji analizi tipik olarak sadece enerji farklarıyla ilgili olduğundan, entalpi hesaplamaları için kullanılan referans seviyesi keyfi olabilir. Bununla birlikte, bazı enerji verimliliğinin tespiti için, Entalpi spesifik referans seviyelerine göre değerlendirilmesi gerekir (Dinçer ve Rosen, 2011).

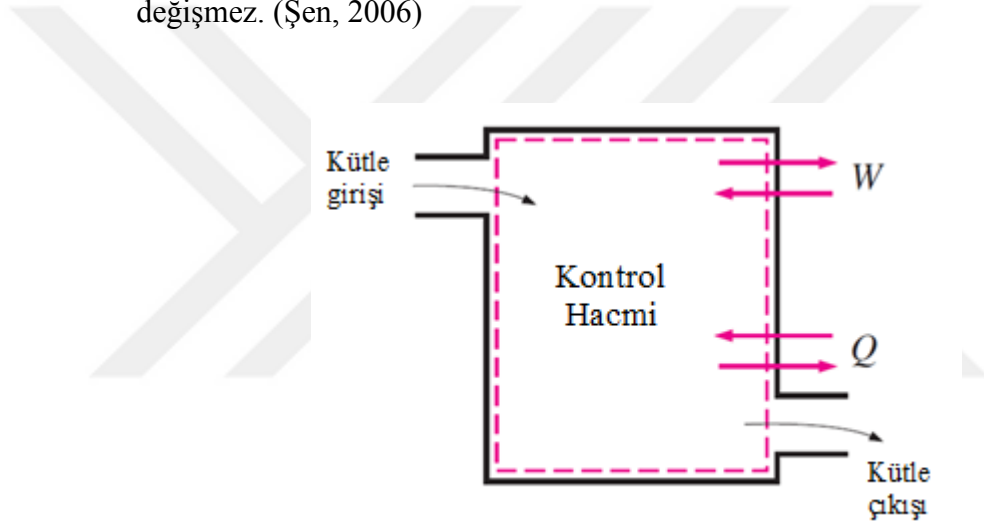
3.1.1. Termodinamiğin Birinci Yasası

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin birinden diğerine değişebileceğini, ancak ne yaratılabileceğini ne de yok edilebileceğini belirten enerjinin korunumu yasasıdır. İç enerjiyi bir devlet işlevi olarak tanımlar ve enerjinin korunmasına ilişkin resmi bir ifade sunar. Bu nedenle, bir işlem sırasında her bir enerjinin hesaba katılması gerekir (Çengel ve Boles, 1996). Tüm dönüşümlerde ve transferlerde toplam enerji korunur. (Moran ve Shapiro, 1995).

3.1.2. Kontrol Birimleri için Sürekli Akış

Bu işin konusu olan termik santral bileşenleri, kontrol hacimlerinin alınması ile incelenecektir. Kontrol hacimleri hakkında aşağıdaki varsayımlar yapılabilir. Şekil 3.1’ de kontrol hacmi gösterilmiştir.

- Sürekli akış sistemi için sınır işi sıfırdır.
- Sürekli akış sürecinde, kontrol hacmi içerisinde yoğun veya kapsamlı özellikler zamanla değişmez. Böylece, hacim V , kütle m ve kontrol hacminin toplam enerjisi E sabit kalır.
- Giriş ve çıkıştaki sıvı özellikleri sabit akış işlemi sırasında sabit kalır.
- Sürekli akışlı bir sistem ve çevresi arasındaki ısı ve iş etkileşimleri zamanla değişmez. (Şen, 2006)



Şekil 3.1. Kontrol Hacmi (Çengel ve Boles, 2006)

3.1.3. Sürekli Akış Prosesi için Kütle Dengesi

Sabit akışlı bir işlem sırasında, kontrol hacmi içerisinde bulunan toplam kütle miktarı zamanla değişmez. O zaman, kütle ilkesinin korunması, bir kontrol hacmine giren toplam kütle miktarının, onu terk eden toplam kütle ile aynı olmasını gerektirir. (Unal, 2009)

$$\sum m_g = \sum m_c \quad (3.1)$$

3.1.4. Sürekli Akış Prosesi için Enerji Dengesi

Sabit akışlı bir işlem sırasında kontrol hacminin toplam enerji içeriği sabit kalır ve böylece kontrol hacminin toplam enerjisindeki değişiklik sıfırdır. Bu nedenle, ısı, iş ve kütle gibi tüm formlarda kontrol hacmine giren enerji miktarı, ondan çıkan enerji miktarına eşit olmalıdır.

Enerji dengesi:

$$E_g = E_ç \text{ (kW)} \quad (3.2)$$

$$Q_g + W_g + \sum_g m\theta = Q_ç + W_ç + \sum_ç m\theta \quad (3.3)$$

Birim kütle başına akan sıvının enerjisi,

$$\theta = h + ke + pe \quad (3.4)$$

Ayrıca,

$$Q - W = m \left[h_ç - h_g + \frac{V_ç^2 - V_g^2}{2} + g(z_ç - z_g) \right] \quad (3.5)$$

$$Q - W = m(\Delta h + \Delta ke + \Delta pe) \quad (3.6)$$

Q = kontrol hacmi ve çevresi arasındaki ısı transfer oranı

W = Güç

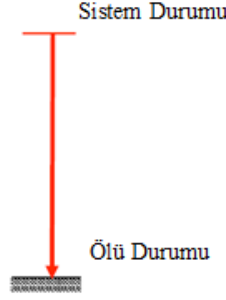
$$\Delta h = h_ç - h_g$$

$$\Delta ke = \frac{V_ç^2 - V_g^2}{2}$$

$$\Delta pe = g(z_ç - z_g) \text{ (Çengel ve Boles, 1996)}$$

3.2. Ekserji Analizi

Ekserji, sistem durumu ölü durumuna getirildiğinde, sistemden elde edilebilecek maksimum iştir (Şekil 3.2). Ekserji analizinin bir sistemin iş potansiyelini belirleyeceğini belirtmiştir. (Regulagadda ve diğ.,2010)



Şekil 3.2. Ekserji Açıklaması (Regulagadda ve diğ.,2010)

Bu çalışmanın ekserji analizinde, ölü durumdaki özellikler sıfır numarası ile belirtilmiştir. Örneğin P_0 ve T_0 sırasıyla ölü durum basıncı ve sıcaklığına işaret eder. T_0 , 25 ° C (298 K) olarak kabul edilmiştir ve P_0 , 1 bar olarak kabul edilmiştir.

Ekserji analiz yöntemi, TBY'nın sınırlarını aştı. Ekserji kavramı hem TBY hem de TİY'yi temel alır. Ekserji analizi, bir işlemdeki enerji bozulunun yerlerini açıkça gösterir ve bu nedenle gelişmiş operasyon veya teknolojiye yol gösterir. Ekserji analizi, bir atık akışındaki ısının kalitesini de ölçebilir. Ekserji analizinin temel amacı, ekserji verimliliğini ve gerçek ekserji kayıplarının büyüklüğünü belirlemektir (Dinçer ve Rosen, 2011). Ekserji analizi bu araçları sağlar ve bir proseste zayıf noktaları bulmaya yardımcı olur. Bu analiz, iş yapma kabiliyeti bakımından enerjinin nicel bir ölçüsünü sağlar ve enerjinin daha rasyonel kullanılmasına yol açar.

Ekserji analizi, alt sistemlerdeki her bir ekipman için, her bir ekipmanın ekserji kayıplarını değerlendirmek üzere gerçekleştirilecek ve daha sonra her bir alt sistemdeki ekserji kaybını bulunacak. Son olarak, tüm tesis için ekserji analizi yapılacak ve ikinci yasa verimi hesaplanacaktır.

3.2.1. Termodinamiğin İkinci Yasası

İkinci yasa, ısının işe dönüşmesine kısıtlama getirmektedir. İş her zaman ısıya dönüştürülebilir; Ancak, ısı her zaman işe dönüştürülemez. İşe dönüştürülemeyen ısının bir kısmına kullanılmayan enerji denir. İş üretildikten sonra düşük dereceli ısı olarak reddedilmelidir. İkinci yasa, bir santralde ısının işe dönüştürülmesinin termal verimliliğinin yüzde 100'den az olması gerektiğini belirtir. (Kiameh, 2002).

İkinci yasa analizi, maksimum tersinmezliğe sahip ekipmanları tanımlamakta yararlıdır, böylece yüksek enerji kalitesini korumak için işlemin doğru seçimini sağlar. (Eskin ve diğerleri, 2009)

Nicel düzensizlik ölçüsüne mikroskobik düzeyde sistemin entropisi denir. Sistemin entropi üretimi aşağıdaki gibidir:

$$S_{\text{üretim}} = \sum_{\text{ç}} mS - \sum_{\text{g}} mS - \frac{Q_l}{T_0} \quad (3.7)$$

$S_{\text{üretim}}$: Sistemdeki entropi üretimi

$S_g, S_{\text{ç}}$: Giriş ve çıkış entropileri

Q_l : Çevre ile olan ısı transferi

T_0 : Hava sıcaklığı (Şen, 2006)

3.2.2. Sürekli Akış Prosesi için Ekserji Dengesi

Sürekli akış prosesinde ekserji değişimi, kontrol hacmine giren ısı, iş ve debinin ekserjisinden kontrol hacminden çıkan kütle ekserjisi ve ekserji kaybının çıkarılmasına eşittir.

Ekserji denge ilişkisi,

$$X_{\text{ısı}} + X_{\text{iş}} + X_{\text{giriş kütle}} - X_{\text{çıkış kütle}} - X_{\text{kayıp}} = X_{\text{çıkış}} - X_{\text{giriş}} \quad (3.8)$$

Ya da,

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_l - W + \sum_g m\Psi - \sum_{\zeta} m\Psi - X_{kayıp} = 0 \quad (3.9)$$

$$\Psi_{\zeta} - \Psi_g = h_{\zeta} - h_g - T_0(s_{\zeta} - s_g) + \left(\frac{V_{\zeta}^2 - V_g^2}{2}\right) + g(z_{\zeta} - z_g) \quad (3.10)$$

$$X = m(\Psi_{\zeta} - \Psi_g) \quad (3.11)$$

3.2.3. Tersinir İş, Tersinmezlik ve Kullanılabilirlik

Tersinir iş, belirli iki hal arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş diye tanımlanır.

$$\Psi_{\zeta} - \Psi_g = h_{\zeta} - h_g - T_0(s_{\zeta} - s_g) + \left(\frac{V_{\zeta}^2 - V_g^2}{2}\right) + g(z_{\zeta} - z_g) \quad (3.12)$$

$$W_{tersinir} = m(\Psi_{\zeta} - \Psi_g) \quad (3.13)$$

Gerçek proses, ideal tersinir işten daha az miktarda bir iş ürettiğinden, bunlar arasındaki fark kontrol hacmi için tersinmezlik olarak tanımlanır. Doğada birçok tersinmezlik kaynağı vardır. Bunlardan en önemlileri sürtünme, ısı transferi, kısıma ve karıştırmadır (Kiameh, 2002). Tersinmezlik, kontrol hacmi içindeki entropi üretimi ile doğru orantılıdır. Tersinmezlik tamamen tersinir bir süreç için sıfır olacaktır ve aksi halde her zaman sıfırdan büyüktür (Çengel ve Boles, 2006).

Tersinmezlik,

$$I = T_0 S_{üretim} \quad (3.14)$$

Ya da;

$$I = W_{tersinir} - W_g \quad (3.15)$$

Bir sistemin çevre ile termodinamik dengede olduğu zaman ölü durumda olduğu söylenir. Ölü durumda, bir sistem ortamının T_0 sıcaklığında ve P_0 basıncında: çevreye göre kinetik veya potansiyel bir enerjiye sahip değildir ve çevre ile reaksiyona girmez. Ölü durumda, bir sistemin faydalı iş potansiyeli sıfırdır. Kullanılabilirlik, mümkün olan maksimum çalışma, belirtilen başlangıç durumundan ortam durumuna, yani ölü duruma kadar geri döndürülebilir bir işlemde geçiyor.

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.16)$$

h ve s ; verilen durumdaki entalpi ve entropi değerleridir, h_0, s_0 ; ölü durumdaki entalpi ve entropi değerleridir. T_0 ise ortam sıcaklığıdır.(Şen, 2006)

3.3. Birinci Yasa ve İkinci Yasa Verimliliği

Verimlilik, termodinamikte en sık kullanılan terimlerden biridir ve enerji dönüşüm veya transfer işleminin ne kadar iyi gerçekleştiğini gösterir. Performans veya verimlilik,

$$\text{Verim} = \frac{\text{Elde edilen net iş}}{\text{sisteme verilen ısı (veya iş)}} \quad (3.17)$$

$$\eta_1 = \frac{W_{net}}{Q_g} \quad (3.18)$$

Birinci yasa verimi, mümkün olan en iyi performansa atıfta bulunmaz ve bu nedenle tek başına Birinci yasa verimi, gerçekçi bir performans ölçütü değildir. Bu eksikliğin üstesinden gelmek için, aynı koşullar altında mümkün olan en iyi performansa göre gerçek performansın ölçüsü olan ikinci yasa verimi hesaplanmalıdır. İkinci yasa verimi, aynı koşullar altında gerçek termal verimin, mümkün olan maksimum termal verime oranı olarak tanımlanmaktadır.

Türbin için,

$$\eta_{\Pi} = 1 - \frac{T_0 S_{\text{üretim}}}{\Psi_1 - \Psi_2} \quad (3.19)$$

$$\eta_{\Pi} = \frac{W_{\zeta}}{W_{\text{tersinir}}} \quad (3.20)$$

Pompalar için,

$$\eta_{\Pi} = 1 - \frac{T_0 S_{\text{üretim}}}{W_g} \quad \text{yada} \quad \eta_{II} = \frac{X_{\text{çıkan}}}{W_{BSP} + X_{\text{çıkan}}} \quad (3.21)$$

$$\eta_{\Pi} = \frac{W_{\text{tersinir}}}{W_g} \quad (3.22)$$

$$S_{\text{üretim}} = s_2 - s_1$$

Karışım odası için,

$$\eta_{\Pi} = 1 - \frac{T_0 S_{\text{üretim}}}{m_1 \Psi_1 + m_2 \Psi_2} \quad (3.23)$$

$$\eta_{\Pi} = 1 - \frac{m_3 \Psi_3}{m_1 \Psi_1 + m_2 \Psi_2} \quad (3.24)$$

$$m_3 = m_1 + m_2 \text{ koşulda ve } S_{\text{üretim}} = m_3 s_3 - m_2 s_2 - m_1 s_1$$

Isı değiştiricileri için,

$$\eta_{\Pi} = \frac{m_{\text{soğuk}}(\Psi_4 - \Psi_3)}{m_{\text{sıcak}}(\Psi_1 - \Psi_2)} \quad (3.25)$$

$$\eta_{\Pi} = 1 - \frac{T_0 S_{\text{üretim}}}{m_{\text{sıcak}}(\Psi_1 - \Psi_2)} \quad (3.26)$$

3.4. Yakıt ve Yanma Analizi

Ünal (2009), Kazanın yüksek basınçlı ve yüksek sıcaklıkta buhar üretmek için yeterli sıcaklığa sahip bir ısı kaynağına ihtiyacı olduğunu belirtmektedir. Bu sebeple genellikle kazanda yanan fosil yakıt ile elde edilen enerjidir. Kömürün ana bileşeni karbondur. Kömür ayrıca çeşitli miktarlarda oksijen, hidrojen, azot, kükürt, nem ve kül içerir. Bu çalışmada, yüksek kalorili ithal kömür kullanımı ele alınmış ve ayrıca aşağıda Çizelge 3.1’de kömür bileşenleri gösterilmiştir. Kömürün alt ısıl değeri 25800 kJ / kg olarak tanımlanmıştır.

Çizelge 3. 1. Dizayn Kömür Kompozisyonu

Dizayn Kömür Kompozisyonu (%)						
C	H	N	S	O	Kül	Nem(w)
65	3,65	1,5	0,9	4,16	13,78	10

Bir yakıtın oksitlendiği ve çok miktarda enerji açığa çıktığı kimyasal reaksiyona yanma denir. Bir yakıtın tamamen yanması durumunda; yakıtta bulunan tüm karbonun karbondioksit dönuşmesi, tüm hidrojenin suya dönuşmesi ve tüm kükürtün kükürt dioksit dönuşür. Yanma sırasında, azot inert bir gaz gibi davranır ve çok az miktarda nitrik oksit oluşturmaktan başka diğer elementlerle reaksiyona girmez. (Moran ve Shapiro, 1995)

Yakıtın ekserji hesabı kimyasal ekserji hesaplanırken kullanılmaktadır. Santrallerin ekserji analizleri yapılırken akışkanın kimyasal reaksiyona girmediği kabul edilir. Strylska ve Szargut Denklem 3.27’de kullanılan Yakıt enerjisinin yakıtın alt ısıl değeri oranını ‘ φ ’ bulmuşlardır.

$$\varphi = \frac{\psi^0}{AID^0} \quad (3.27)$$

ψ^0 , yakıtın ekserjisi ve AID^0 alt ısıl değerini (net kalorifik değeri) ifade etmektedir. İçerisinde nem içermeyen C, O, H, N bulunduran ve O/C kütleli oranı 0,668’den

küçük olan katı fosil yakıtlar için yakıtın içerikleri kullanılarak φ oranı aşağıda verilen formül ile hesaplanmaktadır. (Kotas 1995)

$$\varphi_{kuru} = 1,0437 + 0.1882 \frac{h}{c} + 0.0610 \frac{o}{c} + 0.0404 \frac{n}{c} \quad (3.28)$$

Olarak bulunur. Katı yakıtlar için bu formül kullanılmaktadır, odun ve oksijen/karbon oranı $2,65 > O/C > 0,668$ yakıtlar için denklem 3.29'daki formül kullanılmaktadır.

$$\varphi_{kuru} = \frac{1,0438 + 0.1882 \frac{h}{c} - 0.2509 \left(1 + 0.7256 \frac{h}{c}\right) + 0.0383 \frac{n}{c}}{1 - 0.3035 \frac{o}{c}} \quad (3.29)$$

Katı yakıtlar için kimyasal ekserji hesaplarırken eğer yakıtın içerisinde nem var ise içerdeki suyun buharlaşması için gereken enerjiyi yakıtın alt ısı değerine eklemek eklemek gerekir denklem 3.30'da verilmiştir. Burda 'w' nem oranının göstermektedir.

$$\Psi^0 = \left[h_k + \frac{w \cdot 2467,3}{4,18} \right] \varphi_{kuru} \quad (3.30)$$

Ve sonuç olarak Kömürün kimyasal ekserjisi;

$$X_k = \Psi^0 \times m_k \quad (3.31)$$

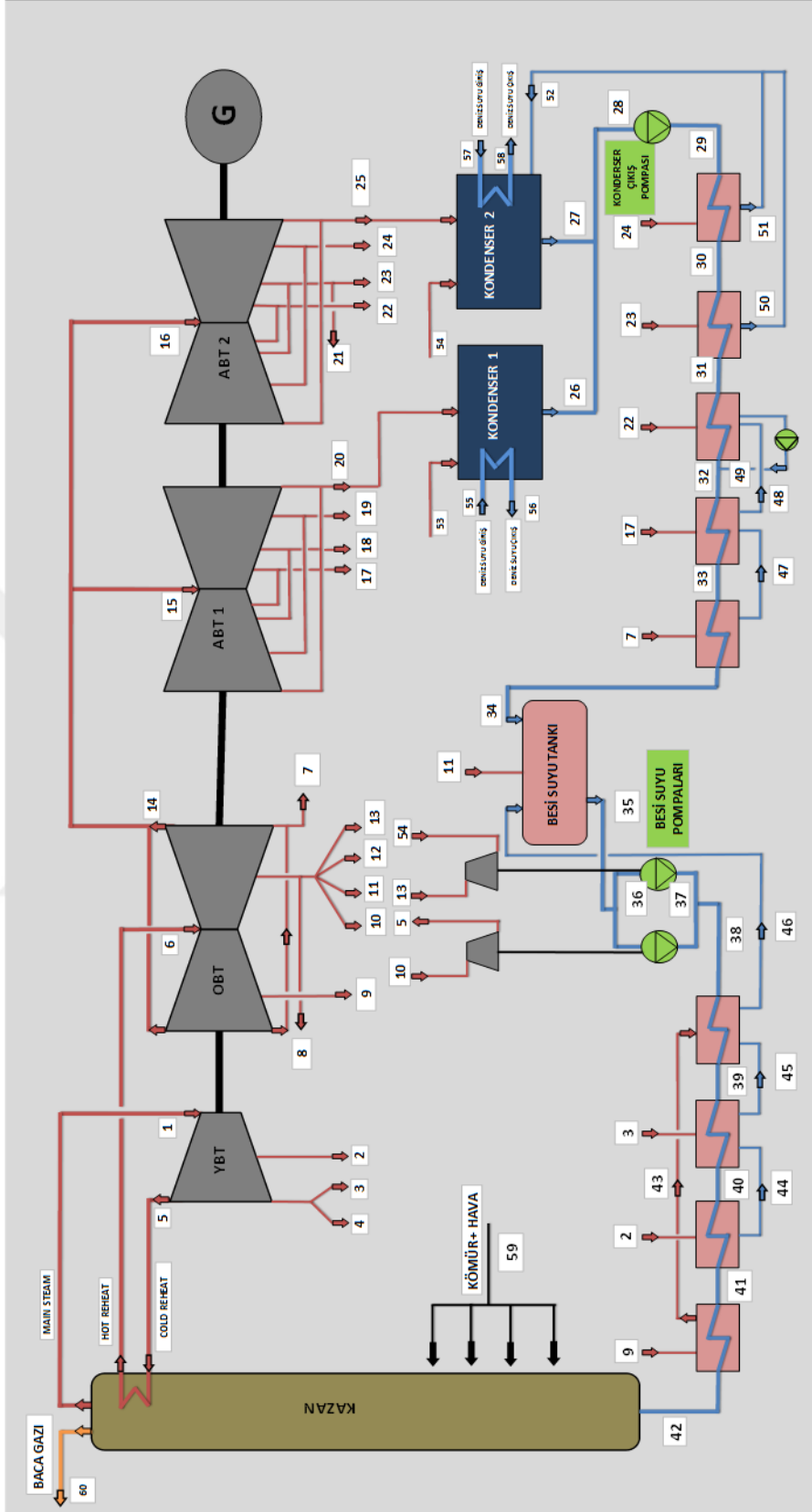
4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Ultra – Süperkritik Tip Bir Santralin %100 Yük İçin Yapılan Hesaplamalar

Ultra-süperkritik mevcut bir santralin %100 yükteki verileri kullanılarak santraldaki her bir ekipmanın enerji ekserji analizinin yapılmıştır, Veriler elde edildikten sonra, öncelikle termodinamiğin birinci yasası temel alınarak ekipmanların enerji kaybı hesaplanmıştır. Daha sonra fiziki ekserji ve kimyasal ekserji ve ikinci kanun verimliliği hesaplanmış olup her bir ekipman için tersinmezlikler belirlenmiştir.

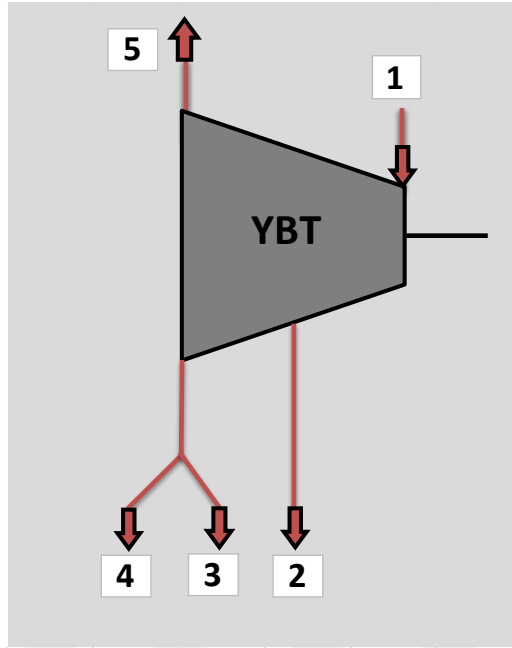
Şekil 4.1’de verilen her bir nokta için verilen sıcaklık ve basınç ve debi değerlerine göre Basınç, Sıcaklık, Debi, Entalpi, Entropi, değerleri bulunmuştur. Çevre sıcaklığı (T0) için yıllık ortalama çevre sıcaklığı yani $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ alınmıştır. Sistemin hesaplarında tüm ekipmanlar adyabatik olarak kabul edilmiş ve yüzeyleri ile çevre arasında bir ısı transferinin olmadığı kabul edilmiştir.

Şekil 4.1 ‘de sadece su buhar çevrimi ve ana ekipmanları verilmiştir. Bunun yanın da yardımcı sistemler; bantlı konveyör sistemleri ve kömür kırıcıları, kazan değirmenleri, hava fanları, deniz suyu pompaları gibi ekipmanlar hesaplamalara dahil edilmemiştir.



Şekil 4. 1. Hesaplamalarda Kullanılacak Ultra-Süperkritik Tip Bir Güç Santralin Su-Buhar Çevrimi

4.2. Yüksek Basınç Türbini



Şekil 4.2. YB Türbin Şematik Gösterimi

Türbinde giriş debisi ile çıkış debisi birbirine eşit olmalıdır,

$$m_1 = m_2 + m_3 + m_4 + m_5 = 497,89 \text{ kg/s}$$

Türbin adyabatik olduğu varsayıldığı için ısı transferi ihmal edilmiştir, Türbin giriş ve çıkış boruları çapları eşit olması sebebiyle kinetik enerji ihmal edilmiştir. Seviye farklılıklarının sıfır olduğu varsayarak potansiyel enerji ihmal edilmiştir.

Yüksek basınç türbin için termodinamiğin ilk yasasına göre ,

$$W_{\dot{c}} = (m_1 h_1) - (m_2 h_2 + m_3 h_3 + m_4 h_4 + m_5 h_5)$$

Türbin işi,

$$W_{\dot{c}} = 199873,47 \text{ kW}$$

Tersinir türbin işi,

$$W_{tr} = m_1(h_1 - T_0s_1) - m_2(h_2 - T_0s_2) - m_3(h_3 - T_0s_3) - m_4(h_4 - T_0s_4) - m_5(h_5 - T_0s_5)$$

$$W_{tr} = 208690,33 \text{ kW}$$

Türbin tersinmezliği hesaplamak için entropi üretimi (3.7)'deki denklem kullanılarak hesaplanmıştır,

$$S_{üretim} = m_2s_2 + m_3s_3 + m_4s_4 + m_5s_5 - m_1s_1$$

$$S_{üretim} = 29,58 \text{ kW/K}$$

Yüksek basınç türbininin tersinmezliği denklem (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0S_{üretim}$$

$$I = 8816,86 \text{ kW}$$

Girişdeki ekserji denklem (3.16)'ya göre hesaplanmıştır,

$$\Psi_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)$$

$$\Psi_1 = 1600,57 \text{ kJ/kg}$$

Çıkışlardaki ekserjiler denklem (3.16)'ya göre hesaplanmıştır,

$$\Psi_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)$$

$$\Psi_2 = 1266,20 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)$$

$$\Psi_3 = 1175,89 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)$$

$$\Psi_4 = 1175,89 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)$$

$$\Psi_5 = 1175,89 \text{ kJ/kg}$$

Türbin girişi ve çıkışındaki ekserji farkı türbin tersinir gücünü verir, bunun için denklem (3.13) kullanılmıştır,

$$W_{tr} = (m_1\Psi_1) - (m_2\Psi_2 + m_3\Psi_3 + m_4\Psi_4 + m_5\Psi_5)$$

$$W_{tr} = 208690,33 \text{ kW}$$

Tersinmezlik (3.14) denklemine alternatif olarak denklem (3.15) kullanılarak hesaplanabilir,

$$I = W_{tr} - W_{\zeta}$$

$$I = 8816,86 \text{ kW}$$

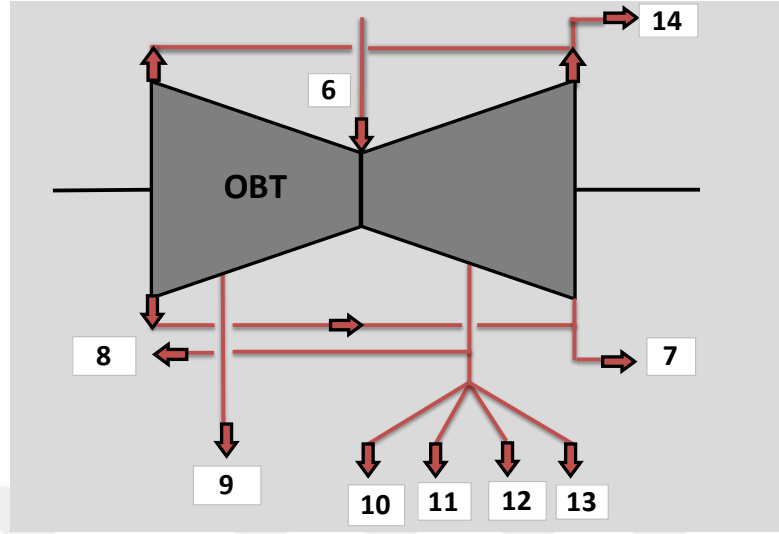
Görüldüğü üzere tersinmezlik, aynı zamanda tersinir türbin gücü ile türbin çıkış gücünün farkına eşittir.

İkinci yasa verimi (3.20) denklemini kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = \frac{W_{\zeta}}{W_{tr}}$$

$$\eta_{II} = 95.78 \%$$

4.3. Orta Basınç Türbini



Şekil 4.3. OB Türbin Şematik Gösterimi

Türbinde giriş debisi ile çıkış debisi birbirine eşit olmalıdır,

$$m_6 = m_7 + m_8 + m_9 + m_{10} + m_{11} + m_{12} + m_{13} + m_{14} = 405,12 \text{ kg/s}$$

Türbin adyabatik olduğu varsayıldığı için ısı transferi ihmal edilmiştir, Türbin giriş ve çıkış boruları çapları eşit olması sebebiyle kinetik enerji ihmal edilmiştir. Seviye farklılıklarının sıfır olduğu varsayarak potansiyel enerji ihmal edilmiştir.

OB Türbin için termodinamiğin ilk yasasına göre,

$$W_{\dot{c}} = (m_6 h_6) - (m_7 h_7 + m_8 h_8 + m_9 h_9 + m_{10} h_{10} + m_{11} h_{11} + m_{12} h_{12} + m_{13} h_{13} + m_{14} h_{14})$$

Türbin işi,

$$W_{\dot{c}} = 290063,38 \text{ kW}$$

Tersinir türbin işi,

$$W_{tr} = m_6(h_6 - T_0s_6) - m_7(h_7 - T_0s_7) - m_8(h_8 - T_0s_8) - m_9(h_9 - T_0s_9) \\ - m_{10}(h_{10} - T_0s_{10}) - m_{11}(h_{11} - T_0s_{11}) - m_{12}(h_{12} - T_0s_{12}) \\ - m_{13}(h_{13} - T_0s_{13}) - m_{14}(h_{14} - T_0s_{14})$$

$$W_{tr} = 301478,93 \text{ kW}$$

Türbin tersinmezliği hesaplamak için entropi üretimi (3.7)'deki denklem kullanılarak hesaplanmıştır,

$$S_{üretim} = (m_7s_7 + m_8s_8 + m_9s_9 + m_{10}s_{10} + m_{11}s_{11} + m_{12}s_{12} + m_{13}s_{13} \\ + m_{14}s_{14}) - (m_6s_6)$$

$$S_{üretim} = 38,30 \text{ kW/K}$$

Orta Basınç Türbininin tersinmezliği denklem (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0S_{üretim}$$

$$I = 11415,54 \text{ kW}$$

Girişdeki ekserji denklem (3.16)'ya göre hesaplanmıştır,

$$\Psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)$$

$$\Psi_6 = 1587,84 \text{ kJ/kg}$$

Çıkışlardaki ekserjiler denklem (3.16)'ya göre hesaplanmıştır,

$$\Psi_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)$$

$$\Psi_7 = 723,44 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_8 = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)$$

$$\Psi_8 = 964,22 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_9 = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)$$

$$\Psi_9 = 1243,52 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)$$

$$\Psi_{10} = 983,62 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)$$

$$\Psi_{11} = 983,62 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0)$$

$$\Psi_{12} = 983,62 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{13} = (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0)$$

$$\Psi_{13} = 983,62 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{14} = (h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0)$$

$$\Psi_{14} = 723,44 \text{ kJ/kg}$$

Türbin girişi ve çıkışındaki ekserji farkı türbin tersinir gücünü verir, bunun için denklem (3.13) kullanılmıştır,

$$W_{tr} = (m_6\Psi_6) - (m_7\Psi_7 + m_8\Psi_8 + m_9\Psi_9 + m_{10}\Psi_{10} + m_{11}\Psi_{11} + m_{12}\Psi_{12} + m_{13}\Psi_{13} + m_{14}\Psi_{14})$$

$$W_{tr} = 301478,93 \text{ kW}$$

Tersinmezlik (3.14) denklemine alternatif olarak denklem (3.15) kullanılarak hesaplanabilir,

$$I = W_{tr} - W_{\zeta}$$

$$I = 11415,55 \text{ kW}$$

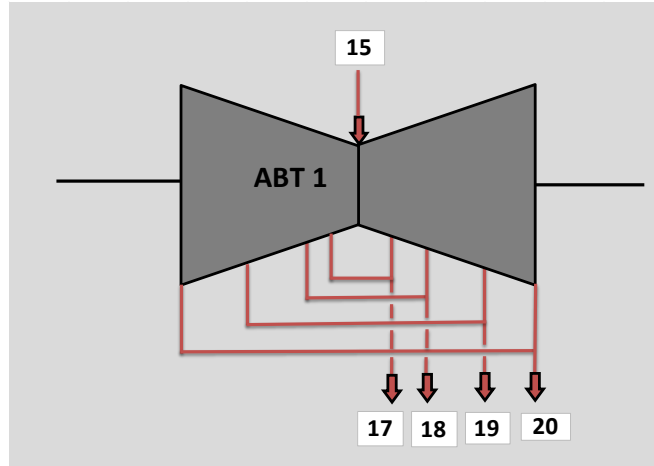
Görüldüğü üzere tersinmezlik aynı zamanda tersinir türbin gücü ile türbin çıkış gücünün farkına eşittir.

İkinci yasa verimi (3.20) denklemini kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = \frac{W_{\zeta}}{W_{tr}}$$

$$\eta_{II} = 96,21 \%$$

4.4. Alçak Basınç Türbini 1



Şekil 4.4. ABT 1 Türbin Şematik Gösterimi

Türbinde giriş debisi ile çıkış debisi birbirine eşit olmalıdır,

$$m_{15} = m_{17} + m_{18} + m_{19} + m_{20} = 156,43 \text{ kg/s}$$

Türbin adyabatik olduğu varsayıldığı için ısı transferi ihmal edilmiştir, Türbin giriş ve çıkış boruları çapları eşit olması sebebiyle kinetik enerji ihmal edilmiştir, Seviye farklılıklarının sıfır olduğu varsayarak potansiyel enerji ihmal edilmiştir.

ABT1 Türbin için termodinamiğin ilk yasasına göre,

$$W_{\dot{c}} = (m_{15}h_{15}) - (m_{17}h_{17} + m_{18}h_{18} + m_{19}h_{19} + m_{20}h_{20})$$

Türbin işi,

$$W_{\dot{c}} = 86806,02 \text{ kW}$$

Tersinir türbin işi,

$$W_{tr} = m_{15}(h_{15} - T_0s_{15}) - m_{17}(h_{17} - T_0s_{17}) - m_{18}(h_{18} - T_0s_{18}) \\ - m_{19}(h_{19} - T_0s_{19}) - m_{20}(h_{20} - T_0s_{20})$$

$$W_{tr} = 96401,89 \text{ kW}$$

Türbin tersinmezliği hesaplamak için entropi üretimi (3.7)'deki denklem kullanılarak hesaplanmıştır,

$$S_{\text{üretim}} = (m_{17}s_{17} + m_{18}s_{18} + m_{19}s_{19} + m_{20}s_{20}) - (m_{15}s_{15})$$

$$S_{\text{üretim}} = 32,20 \text{ kW/K}$$

Alçak Basınç Türbininin tersinmezliği denklem (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{\text{üretim}}$$

$$I = 9595,86 \text{ kW}$$

Girişdeki ekserji denklem (3.16)'ya göre hesaplanmıştır,

$$\Psi_{15} = (h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0)$$

$$\Psi_{15} = 723,44 \text{ kJ/kg}$$

Çıkışlardaki ekserjiler denklem (3.16)'ya göre hesaplanmıştır,

$$\Psi_{17} = (h_{17} - h_0) - T_0(s_{17} - s_0)$$

$$\Psi_{17} = 702,12 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{18} = (h_{18} - h_0) - T_0(s_{18} - s_0)$$

$$\Psi_{18} = 136,40 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{19} = (h_{19} - h_0) - T_0(s_{19} - s_0)$$

$$\Psi_{19} = 246,28 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{20} = (h_{20} - h_0) - T_0(s_{20} - s_0)$$

$$\Psi_{20} = 54,34 \text{ kJ/kg}$$

Türbin girişi ve çıkışındaki ekserji farkı türbin tersinir gücünü verir, bunun için denklem (3.13) kullanılmıştır,

$$W_{tr} = (m_{15}\Psi_{15}) - (m_{17}\Psi_{17} + m_{18}\Psi_{18} + m_{19}\Psi_{19} + m_{20}\Psi_{20})$$

$$W_{tr} = 96401,89 \text{ kW}$$

Tersinmezlik (3.14) denklemine alternatif olarak denklem (3.15) kullanılarak hesaplanabilir,

$$I = W_{tr} - W_{\dot{\zeta}}$$

$$I = 9595,86 \text{ kW}$$

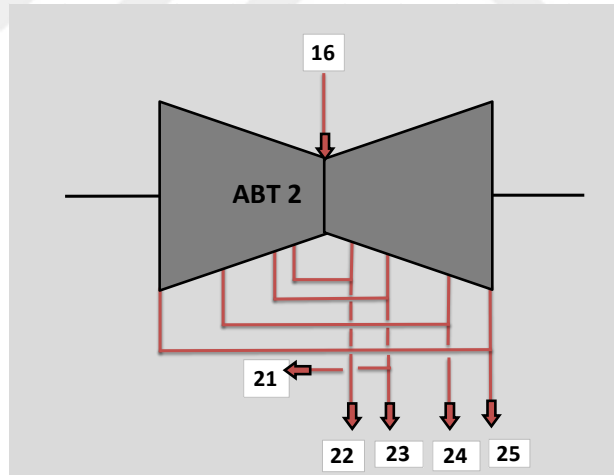
Görüldüğü üzere tersinmezlik aynı zamanda tersinir türbin gücü ile türbin çıkış gücünün farkına eşittir.

İkinci yasa verimi (3.20) denklemini kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = \frac{W_{\dot{\zeta}}}{W_{tr}}$$

$$\eta_{II} = 90,05 \%$$

4.5. Alçak Basınç Türbini 2



Şekil 4.5. ABT 2 Türbin Şematik Gösterimi

Türbinde giriş debisi ile çıkış debisi birbirine eşit olmalıdır,

$$m_{16} = m_{21} + m_{22} + m_{23} + m_{24} + m_{25} = 163 \text{ kg/s}$$

Türbin adyabatik olduğu varsayıldığı için ısı transferi ihmal edilmiştir, Türbin giriş ve çıkış boruları çapları eşit olması sebebiyle kinetik enerji ihmal edilmiştir. Seviye farklılıklarının sıfır olduğu varsayarak potansiyel enerji ihmal edilmiştir.

ABT 2 Türbin için termodinamiğin ilk yasasına göre,

$$W_{\dot{c}} = (m_{16}h_{16}) - (m_{21}h_{21} + m_{22}h_{22} + m_{23}h_{23} + m_{24}h_{24} + m_{25}h_{25})$$

Türbin işi,

$$W_{\dot{c}} = 89114,18 \text{ kW}$$

Tersinir türbin işi,

$$W_{tr} = m_{16}(h_{16} - T_0s_{16}) - m_{21}(h_{21} - T_0s_{21}) - m_{22}(h_{22} - T_0s_{22}) \\ - m_{23}(h_{23} - T_0s_{23}) - m_{24}(h_{24} - T_0s_{24}) - m_{25}(h_{25} - T_0s_{25})$$

$$W_{tr} = 99178,32 \text{ kW}$$

Türbin tersinmezliği hesaplamak için entropi üretimi (3.7)'deki denklem kullanılarak hesaplanmıştır,

$$S_{\dot{u}retim} = (m_{21}s_{21} + m_{22}s_{22} + m_{23}s_{23} + m_{24}s_{24} + m_{25}s_{25}) - (m_{16}s_{16})$$

$$S_{\dot{u}retim} = 33,77 \text{ kW/K}$$

Alçak Basınç 2 Türbininin tersinmezliği denklem (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0S_{\dot{u}retim}$$

$$I = 10064,14 \text{ kW}$$

Girişdeki ekserji denklem (3.16)'ya göre hesaplanmıştır,

$$\psi_{16} = (h_{16} - h_0) - T_0(s_{16} - s_0)$$

$$\psi_{16} = 723,44 \text{ kJ/kg}$$

Çıkışlardaki ekserjiler denklem (3.16)'ya göre hesaplanmıştır,

$$\Psi_{21} = (h_{21} - h_0) - T_0(s_{21} - s_0)$$

$$\Psi_{21} = 436,20 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{22} = (h_{22} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0)$$

$$\Psi_{22} = 536,99 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{23} = (h_{23} - h_0) - T_0(s_{23} - s_0)$$

$$\Psi_{23} = 136,40 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{24} = (h_{24} - h_0) - T_0(s_{24} - s_0)$$

$$\Psi_{24} = 246,28 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{25} = (h_{25} - h_0) - T_0(s_{25} - s_0)$$

$$\Psi_{25} = 54,34 \text{ kJ/kg}$$

Türbin girişi ve çıkışındaki ekserji farkı türbin tersinir gücünü verir, bunun için denklem (3.13) kullanılmıştır,

$$W_{tr} = (m_{16}\Psi_{16}) - (m_{21}\Psi_{21} + m_{22}\Psi_{22} + m_{23}\Psi_{23} + m_{24}\Psi_{24} + m_{25}\Psi_{25})$$

$$W_{tr} = 99178,32 \text{ kW}$$

Tersinmezlik (3.14) denklemine alternatif olarak denklem (3.15) kullanılarak hesaplanabilir,

$$I = W_{tr} - W_{\dot{\chi}}$$

$$I = 10064,14 \text{ kW}$$

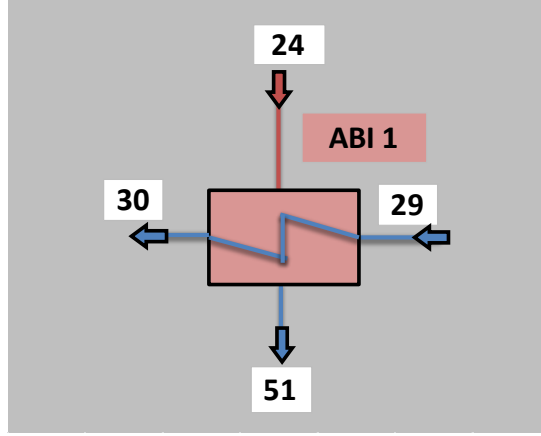
Görüldüğü üzere tersinmezlik aynı zamanda tersinir türbin gücü ile türbin çıkış gücünün farkına eşittir.

İkinci yasa verimi (3.20) denklemini kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = \frac{W_{\dot{\chi}}}{W_{tr}}$$

$$\eta_{II} = 89,85 \%$$

4.6. Alçak Basınç Isıtıcısı 1



Şekil 4.6. ABI 1 Isıtıcı Şematik Gösterimi

Giriş çıkış debileri eşittir,

$$m_{29} = m_{30} = 320,63 \text{ kg/s} \quad m_{24} = m_{51} = 15,95 \text{ kg/s}$$

Termodinamiğin 1. Yasası kullanılarak enerji kaybı $Q_{kayıp}$ bulunmuştur.

$$Q_{kayıp} = \sum m_g h_g - \sum m_ç h_ç$$

$$Q_g = m_{24} h_{24} + m_{29} h_{29}$$

$$Q_ç = m_{30} h_{30} + m_{51} h_{51}$$

$$Q_{kayıp} = Q_g - Q_ç$$

$$Q_{kayıp} = 110,09 \text{ kW}$$

ABI 1 ısıtıcısındaki entropi üretimi denklem (3.7) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$S_{üretim} = \sum m_ç s_ç - \sum m_g s_g + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = \sum (m_{30} s_{30} + m_{51} s_{51}) - \sum (m_{29} s_{29} + m_{24} s_{24}) + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = 2,29 \text{ kW/K}$$

AB1 Isıtıcısının Tersinmezlik denklemi (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{\text{üretim}}$$

$$I = 682,42 \text{ kW}$$

Giriş Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{24} = (h_{24} - h_0) - T_0(s_{24} - s_0)$$

$$\Psi_{24} = 97,72 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{29} = (h_{29} - h_0) - T_0(s_{29} - s_0)$$

$$\Psi_{29} = 7,25 \text{ kJ/kg}$$

Çıkış Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{30} = (h_{30} - h_0) - T_0(s_{30} - s_0)$$

$$\Psi_{30} = 9,89 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{51} = (h_{51} - h_0) - T_0(s_{51} - s_0)$$

$$\Psi_{51} = 1,86 \text{ kJ/kg}$$

Ekserji Kaybı,

$$X_{\text{kayıp}} = (m_{24}\Psi_{24} + m_{29}\Psi_{29}) - (m_{30}\Psi_{30} + m_{51}\Psi_{51})$$

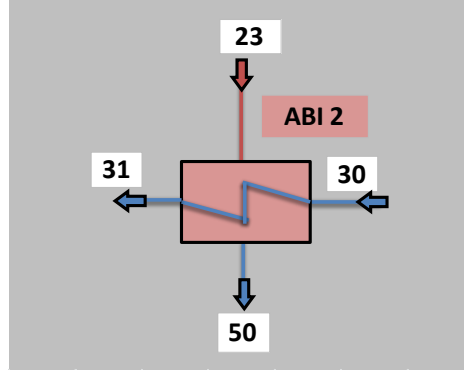
$$X_{\text{kayıp}} = 682,42 \text{ kW}$$

Burada görüldüğü gibi tersinmezlik ile ekserji kayıpları birbirine eşittir. İkinci yasa verimi (3.26) denklemi kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{T_0 S_{\text{üretim}}}{m_{\text{sıcak}}(\Psi_{24} - \Psi_{51})} \right)$$

$$\eta_{II} = 55,36 \%$$

4.7. Alçak Basınç Isıtıcısı 2



Şekil 4.7. ABI 2 Isıtıcı Şematik Gösterimi

Giriş çıkış debileri eşittir,

$$m_{30} = m_{31} = 320,63 \text{ kg/s} \quad m_{23} = m_{50} = 12,61 \text{ kg/s}$$

Termodinamiğin 1. Yasası kullanılarak enerji kaybı $Q_{\text{kayıp}}$ bulunmuştur.

$$Q_{\text{kayıp}} = \sum m_g h_g - \sum m_{\text{ç}} h_{\text{ç}}$$

$$Q_g = m_{23} h_{23} + m_{30} h_{30}$$

$$Q_{\text{ç}} = m_{31} h_{31} + m_{50} h_{50}$$

$$Q_{\text{kayıp}} = Q_g - Q_{\text{ç}}$$

$$Q_{\text{kayıp}} = 112,18 \text{ kW}$$

ABI 2 ısıtıcısındaki entropi üretimi denklem (3.7) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$S_{\text{üretim}} = \sum m_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum m_g s_g + \frac{Q_{\text{kayıp}}}{T_0}$$

$$S_{\text{üretim}} = \sum (m_{31} s_{31} + m_{50} s_{50}) - \sum (m_{23} s_{23} + m_{30} s_{30}) + \frac{Q_{\text{kayıp}}}{T_0}$$

$$S_{\text{üretim}} = 12,01 \text{ kW/K}$$

AB2 Isıtıcısının Tersinmezlik denklemi (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{\text{üretim}}$$

$$I = 3581,30 \text{ kW}$$

Giriş Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{23} = (h_{23} - h_0) - T_0(s_{23} - s_0)$$

$$\Psi_{23} = 565,96 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{30} = (h_{30} - h_0) - T_0(s_{30} - s_0)$$

$$\Psi_{30} = 8,07 \text{ kJ/kg}$$

Çıkış Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{31} = (h_{31} - h_0) - T_0(s_{31} - s_0)$$

$$\Psi_{31} = 18,84 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{50} = (h_{50} - h_0) - T_0(s_{50} - s_0)$$

$$\Psi_{50} = 7,88 \text{ kJ/kg}$$

Ekserji Kaybı,

$$X_{\text{kayıp}} = (m_{23}\Psi_{23} + m_{30}\Psi_{30}) - (m_{31}\Psi_{31} + m_{50}\Psi_{50})$$

$$X_{\text{kayıp}} = 3581,30 \text{ kW}$$

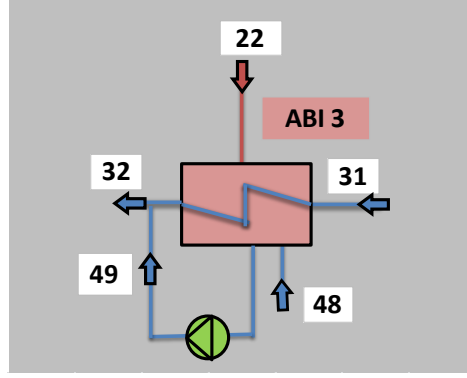
Burada görüldüğü gibi tersinmezlik ile ekserji kayıpları birbirine eşittir.

İkinci yasa verimi (3.26) denklemi kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{T_0 S_{\text{üretim}}}{m_{\text{sıcak}}(\Psi_{23} - \Psi_{50})} \right)$$

$$\eta_{II} = 49,11 \%$$

4.8. Alçak Basınç Isıtıcısı 3



Şekil 4.8. ABI 3 Isıtıcı Şematik Gösterimi

Giriş çıkış debileri eşittir,

$$m_{32} = m_{31} + m_{49} = 355,70 \text{ kg/s}$$

$$m_{49} = m_{22} + m_{48} = 35,07 \text{ kg/s}$$

Termodinamiğin 1. Yasası kullanılarak enerji kaybı $Q_{kayıp}$ bulunmuştur.

$$Q_{kayıp} = \sum m_g h_g - \sum m_{\phi} h_{\phi}$$

$$Q_g = m_{22} h_{22} + m_{31} h_{31} + m_{48} h_{48}$$

$$Q_{\phi} = m_{32} h_{32}$$

$$Q_{kayıp} = Q_g - Q_{\phi}$$

$$Q_{kayıp} = 1016,18 \text{ kW}$$

ABI 3 ısıtıcısındaki entropi üretimi denklem (3.7) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$S_{üretim} = \sum m_{\phi} s_{\phi} - \sum m_g s_g + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = \sum (m_{32} s_{32}) - \sum (m_{22} s_{22} + m_{31} s_{31} + m_{48} s_{48}) + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = 5,28 \text{ kW/K}$$

AB3 Isıtıcısının Tersinmezlik denklemi (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{gen}$$

$$I = 1574,62 \text{ kW}$$

Giriş Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{22} = (h_{22} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0)$$

$$\Psi_{22} = 537,09 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{31} = (h_{31} - h_0) - T_0(s_{31} - s_0)$$

$$\Psi_{31} = 18,88 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{48} = (h_{48} - h_0) - T_0(s_{48} - s_0)$$

$$\Psi_{48} = 54,77 \text{ kJ/kg}$$

Çıkış Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{32} = (h_{32} - h_0) - T_0(s_{32} - s_0)$$

$$\Psi_{32} = 39,50 \text{ kJ/kg}$$

Ekserji Kaybı,

$$X_{kayıp} = (m_{22}\Psi_{22} + m_{31}\Psi_{31} + m_{48}\Psi_{48}) - (m_{32}\Psi_{32})$$

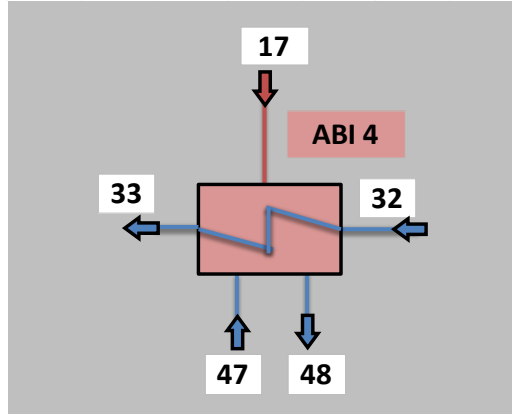
$$X_{kayıp} = 1574,62 \text{ k}$$

Burada görüldüğü gibi tersinmezlik ile ekserji kayıpları birbirine eşittir. İkinci yasa verimi (3.26) denklemi kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{T_0 S_{üretim}}{m_{22}\Psi_{22} + m_{48}\Psi_{48} - m_{49}\Psi_{49}} \right)$$

$$\eta_{II} = 80,77 \%$$

4.9. Alçak Basınç Isıtıcısı 4



Şekil 4.9. ABI 4 Isıtıcı Şematik Gösterimi

Giriş çıkış debileri eşittir,

$$m_{32} = m_{33} = 355,70 \text{ kg/s}$$

$$m_{48} = m_{17} + m_{47} = 19,21 \text{ kg/s}$$

Termodinamiğin 1. Yasası kullanılarak enerji kaybı $Q_{kayıp}$ bulunmuştur.

$$Q_{kayıp} = \sum m_g h_g - \sum m_ç h_ç$$

$$Q_g = m_{17} h_{17} + m_{32} h_{32} + m_{47} h_{47}$$

$$Q_ç = m_{33} h_{33} + m_{48} h_{48}$$

$$Q_{kayıp} = Q_g - Q_ç$$

$$Q_{kayıp} = 12,31 \text{ kW}$$

ABI 4 ısıtıcısındaki entropi üretimi denklem (3.7) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$S_{üretim} = \sum m_ç s_ç - \sum m_g s_g + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = \sum (m_{33} s_{33} + m_{48} s_{48}) - \sum (m_{17} s_{17} + m_{32} s_{32} + m_{47} s_{47}) + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = 3,31 \text{ kW/K}$$

AB 4 Isıtıcısının Tersinmezlik denklemi (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{gen}$$

$$I = 987,60 \text{ kW}$$

Giriş Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{17} = (h_{17} - h_0) - T_0(s_{17} - s_0)$$

$$\Psi_{17} = 631,01 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{32} = (h_{32} - h_0) - T_0(s_{32} - s_0)$$

$$\Psi_{32} = 39,50 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{47} = (h_{47} - h_0) - T_0(s_{47} - s_0)$$

$$\Psi_{47} = 19,40 \text{ kJ/kg}$$

Çıkış Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{33} = (h_{33} - h_0) - T_0(s_{33} - s_0)$$

$$\Psi_{33} = 54,22 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{48} = (h_{48} - h_0) - T_0(s_{48} - s_0)$$

$$\Psi_{48} = 1,18 \text{ kJ/kg}$$

Ekserji Kaybı,

$$X_{kayıp} = (m_{17}\Psi_{17} + m_{32}\Psi_{32} + m_{47}\Psi_{47}) - (m_{33}\Psi_{33} + m_{48}\Psi_{48})$$

$$X_{kayıp} = 987,6 \text{ kW}$$

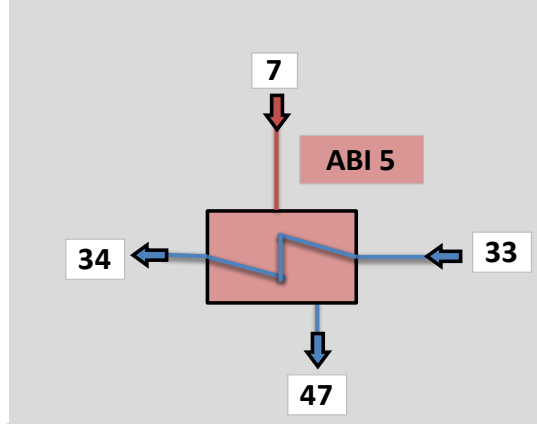
Burada görüldüğü gibi tersinmezlik ile ekserji kayıpları birbirine eşittir.

İkinci yasa verimi (3.26) denklemi kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{T_0 S_{üretim}}{m_{17}\Psi_{17} + m_{47}\Psi_{47} - m_{48}\Psi_{48}} \right)$$

$$\eta_{II} = 84,13 \%$$

4.10. Alçak Basınç Isıtıcısı 5



Şekil 4.10. ABI 5 Isıtıcı Şematik Gösterimi

Giriş çıkış debileri eşittir,

$$m_{33} = m_{34} = 355,70 \text{ kg/s}$$

$$m_7 = m_{47} = 9,61 \text{ kg/s}$$

Termodinamiğin 1. Yasası kullanılarak enerji kaybı $Q_{kayıp}$ bulunmuştur.

$$Q_{kayıp} = \sum m_g h_g - \sum m_ç h_ç$$

$$Q_g = m_7 h_7 + m_{33} h_{33}$$

$$Q_ç = m_{34} h_{34} + m_{47} h_{47}$$

$$Q_{kayıp} = Q_g - Q_ç$$

$$Q_{kayıp} = 154,60 \text{ kW}$$

ABI 5 ısıtıcısındaki entropi üretimi denklem (3.7) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$S_{üretim} = \sum m_ç s_ç - \sum m_g s_g + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = \sum (m_{34} s_{34} + m_{47} s_{47}) - \sum (m_7 s_7 + m_{33} s_{33}) + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = 2,99 \text{ kW/K}$$

AB5 Isıtıcısının Tersinmezlik denklemi (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{gen}$$

$$I = 891,91 \text{ kW}$$

Giriş Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)$$

$$\Psi_7 = 721,20 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{33} = (h_{33} - h_0) - T_0(s_{33} - s_0)$$

$$\Psi_{33} = 54,22 \text{ kJ/kg}$$

Çıkış Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{34} = (h_{34} - h_0) - T_0(s_{34} - s_0)$$

$$\Psi_{34} = 70,44 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{47} = (h_{47} - h_0) - T_0(s_{47} - s_0)$$

$$\Psi_{47} = 27,87 \text{ kJ/kg}$$

Ekserji Kaybı,

$$X_{kayıp} = (m_7\Psi_7 + m_{33}\Psi_{33}) - (m_{34}\Psi_{34} + m_{47}\Psi_{47})$$

$$X_{kayıp} = 891,91 \text{ kW}$$

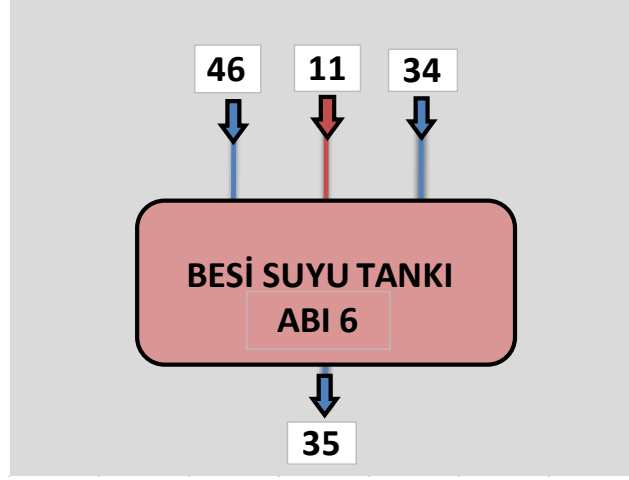
Burada görüldüğü gibi tersinmezlik ile ekserji kayıpları birbirine eşittir.

İkinci yasa verimi (3.26) denklemi kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{T_0 S_{üretim}}{m_{17}\Psi_{17} + m_{47}\Psi_{47} - m_{48}\Psi_{48}} \right)$$

$$\eta_{II} = 86,61 \%$$

4.11. Alçak Basınç Isıtıcısı 6 (Besi Suyu Tankı)



Şekil 4.11. Besi Suyu Tankı Şematik Gösterimi

Giriş ve çıkış debileri eşittir,

$$m_{35} = m_{11} + m_{34} + m_{46} = 355,70 \text{ kg/s}$$

Termodinamiğin 1. Yasası kullanılarak enerji kaybı $Q_{kayıp}$ bulunmuştur.

$$Q_{kayıp} = \sum m_g h_g - \sum m_{\dot{c}} h_{\dot{c}}$$

$$Q_g = m_{11} h_{11} + m_{34} h_{34} + m_{46} h_{46}$$

$$Q_{\dot{c}} = m_{35} h_{35}$$

$$Q_{kayıp} = Q_g - Q_{\dot{c}}$$

$$Q_{kayıp} = 730,64 \text{ kW}$$

ABI 6 Besi suyu tankındaki entropi üretimi denklem (3.7) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$S_{\text{üretim}} = \sum m_{\dot{c}} s_{\dot{c}} - \sum m_g s_g + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{\text{üretim}} = \sum (m_{35} s_{35}) - \sum (m_{11} s_{11} + m_{34} s_{34} + m_{46} s_{46}) + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{\text{üretim}} = 13,87 \text{ kW/K}$$

ABI 6 Besi suyu tankının Tersinmezlik denklemi (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{gen}$$

$$I = 4135,13 \text{ kW}$$

Giriş Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)$$

$$\Psi_{11} = 983,08 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{34} = (h_{34} - h_0) - T_0(s_{34} - s_0)$$

$$\Psi_{34} = 70,44 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{46} = (h_{46} - h_0) - T_0(s_{46} - s_0)$$

$$\Psi_{46} = 143,83 \text{ kJ/kg}$$

Çıkış Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{35} = (h_{35} - h_0) - T_0(s_{35} - s_0)$$

$$\Psi_{35} = 124,85 \text{ kJ/kg}$$

Ekserji Kaybı,

$$X_{kayıp} = (m_{11}\Psi_{11} + m_{34}\Psi_{34} + m_{46}\Psi_{46}) - (m_{35}\Psi_{35})$$

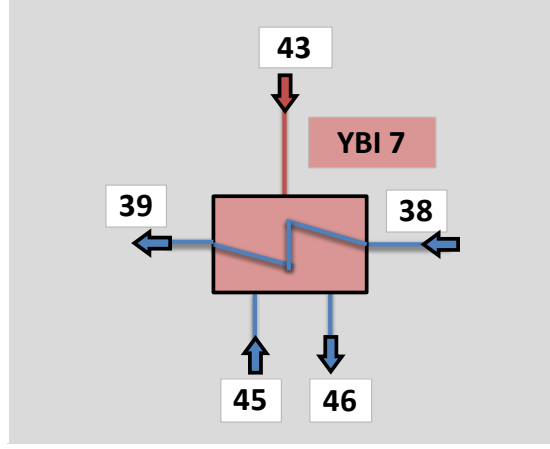
$$X_{kayıp} = 4135,13 \text{ kW}$$

Burada görüldüğü gibi tersinmezlik ile ekserji kayıpları birbirine eşittir. İkinci yasa verimi (3.26) denklemi kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{T_0 S_{üretim}}{m_{11}\Psi_{11} + m_{34}\Psi_{34} + m_{46}\Psi_{46}} \right)$$

$$\eta_{II} = 93,76 \%$$

4.12. Yüksek Basınç Isıtıcısı 7



Şekil 4.12. YBI 7 Isıtıcı Şematik Gösterimi

Giriş ve çıkış debileri eşittir,

$$m_{38} = m_{39} = 497,89 \text{ kg/s} \quad m_{46} = m_{43} + m_{45} = 117,42 \text{ kg/s}$$

Termodinamiğin 1. Yasası kullanılarak enerji kaybı $Q_{kayıp}$ bulunmuştur.

$$Q_{kayıp} = \sum m_g h_g - \sum m_ç h_ç$$

$$Q_g = m_{38} h_{38} + m_{43} h_{43} + m_{45} h_{45}$$

$$Q_ç = m_{39} h_{39} + m_{46} h_{46}$$

$$Q_{kayıp} = Q_g - Q_ç$$

$$Q_{kayıp} = 3,46 \text{ kW}$$

YBI 7 Isıtıcısındaki entropi üretimi denklem (3.7) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$S_{üretim} = \sum m_ç s_ç - \sum m_g s_g + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = \sum (m_{39} s_{39} + m_{46} s_{46}) - \sum (m_{38} s_{38} + m_{43} s_{43} + m_{45} s_{45}) + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = 7,14 \text{ kW/K}$$

YBI 7 ısıtıcısının Tersinmezlik denklemi (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{\text{üretim}}$$

$$I = 2130,32 \text{ kW}$$

Giriş Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{38} = (h_{38} - h_0) - T_0(s_{38} - s_0)$$

$$\Psi_{38} = 163,20 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{43} = (h_{43} - h_0) - T_0(s_{43} - s_0)$$

$$\Psi_{43} = 1047,19 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{45} = (h_{45} - h_0) - T_0(s_{45} - s_0)$$

$$\Psi_{45} = 207,64 \text{ kJ/kg}$$

Çıkış Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{39} = (h_{39} - h_0) - T_0(s_{39} - s_0)$$

$$\Psi_{39} = 220,83 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{46} = (h_{46} - h_0) - T_0(s_{46} - s_0)$$

$$\Psi_{46} = 143,40 \text{ kJ/kg}$$

Ekserji Kaybı,

$$X_{\text{kayıp}} = (m_{38}\Psi_{38} + m_{43}\Psi_{43} + m_{45}\Psi_{45}) - (m_{39}\Psi_{39} + m_{46}\Psi_{46})$$

$$X_{\text{kayıp}} = 2130,32 \text{ kW}$$

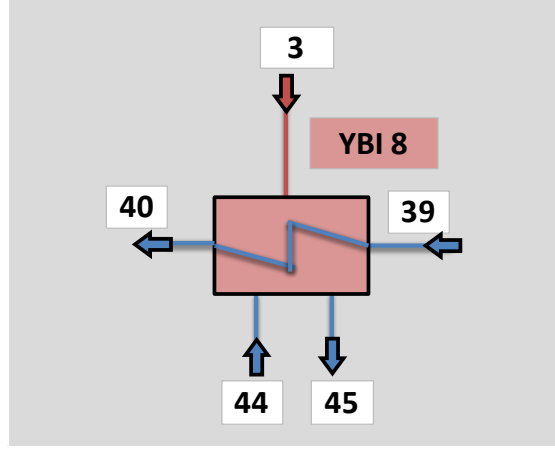
Burada görüldüğü gibi tersinmezlik ile ekserji kayıpları birbirine eşittir.

İkinci yasa verimi (3.26) denklemi kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{T_0 S_{\text{üretim}}}{m_{43}\Psi_{43} + m_{45}\Psi_{45} - m_{46}\Psi_{46}} \right)$$

$$\eta_{II} = 93,09 \%$$

4.13. Yüksek Basınç Isıtıcısı 8



Şekil 4.13. YBI 8 Isıtıcı Şematik Gösterimi

Giriş ve çıkış debileri eşittir,

$$m_{39} = m_{40} = 497,89 \text{ kg/s} \quad m_{45} = m_3 + m_{44} = 117,42 \text{ kg/s}$$

Termodinamiğin 1. Yasası kullanılarak enerji kaybı $Q_{kayıp}$ bulunmuştur.

$$Q_{kayıp} = \sum m_g h_g - \sum m_ç h_ç$$

$$Q_g = m_{39} h_{39} + m_3 h_3 + m_{44} h_{44}$$

$$Q_ç = m_{40} h_{40} + m_{45} h_{45}$$

$$Q_{kayıp} = Q_g - Q_ç$$

$$Q_{kayıp} = 78,19 \text{ kW}$$

YBI 8 Isıtıcısındaki entropi üretimi denklem (3.7) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$S_{üretim} = \sum m_ç s_ç - \sum m_g s_g + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = \sum (m_{40} s_{40} + m_{45} s_{45}) - \sum (m_{39} s_{39} + m_3 s_3 + m_{44} s_{44}) + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = 14,55 \text{ kW/K}$$

YBI 8 ısıtıcısının Tersinmezlik denklemi (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{\text{üretim}}$$

$$I = 4338,01 \text{ kW}$$

Giriş Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{39} = (h_{39} - h_0) - T_0(s_{39} - s_0)$$

$$\Psi_{39} = 220,83 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)$$

$$\Psi_3 = 1174,07 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{44} = (h_{44} - h_0) - T_0(s_{44} - s_0)$$

$$\Psi_{44} = 333,99 \text{ kJ/kg}$$

Çıkış Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{40} = (h_{40} - h_0) - T_0(s_{40} - s_0)$$

$$\Psi_{40} = 335,33 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{45} = (h_{45} - h_0) - T_0(s_{45} - s_0)$$

$$\Psi_{45} = 207,64 \text{ kJ/kg}$$

Ekserji Kaybı,

$$X_{\text{kayıp}} = (m_{39}\Psi_{39} + m_3\Psi_3 + m_{44}\Psi_{44}) - (m_{40}\Psi_{40} + m_{45}\Psi_{45})$$

$$X_{\text{kayıp}} = 4059,56 \text{ kW}$$

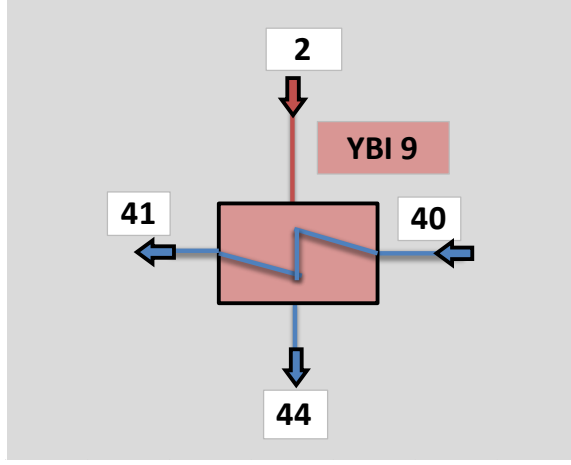
Burada görüldüğü gibi tersinmezlik ile ekserji kayıpları birbirine eşittir.

İkinci yasa verimi (3.26) denklemi kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{T_0 S_{\text{üretim}}}{m_3\Psi_3 + m_{44}\Psi_{44} - m_{45}\Psi_{45}} \right)$$

$$\eta_{II} = 92,90 \%$$

4.14. Yüksek Basınç Isıtıcısı 9



Şekil 4.14. YBI 9 Isıtıcı Şematik Gösterimi

Giriş ve çıkış debileri eşittir,

$$m_{40} = m_{41} = 497,89 \text{ kg/s}$$

$$m_2 = m_{44} = 30,49 \text{ kg/s}$$

Termodinamiğin 1. Yasası kullanılarak enerji kaybı $Q_{kayıp}$ bulunmuştur.

$$Q_{kayıp} = \sum m_g h_g - \sum m_ç h_ç$$

$$Q_g = m_{40} h_{40} + m_2 h_2$$

$$Q_ç = m_{41} h_{41} + m_{44} h_{44}$$

$$Q_{kayıp} = Q_g - Q_ç$$

$$Q_{kayıp} = 49,78 \text{ kW}$$

YBI 9 Isıtıcısındaki entropi üretimi denklem (3.7) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$S_{üretim} = \sum m_ç s_ç - \sum m_g s_g + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = \sum (m_{41} s_{41} + m_{44} s_{44}) - \sum (m_{40} s_{40} + m_2 s_2) + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = 4,54 \text{ kW/K}$$

YBI 9 ısıtıcısının Tersinmezlik denklemi (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{\text{üretim}}$$

$$I = 1353,86 \text{ kW}$$

Giriş Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{40} = (h_{40} - h_0) - T_0(s_{40} - s_0)$$

$$\Psi_{40} = 335,46 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)$$

$$\Psi_2 = 1266 \text{ kJ/kg}$$

Çıkış Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{41} = (h_{41} - h_0) - T_0(s_{41} - s_0)$$

$$\Psi_{41} = 389,82 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{44} = (h_{44} - h_0) - T_0(s_{44} - s_0)$$

$$\Psi_{44} = 207,64 \text{ kJ/kg}$$

Ekserji Kaybı,

$$X_{\text{kayıp}} = (m_{40}\Psi_{40} + m_2\Psi_2) - (m_{41}\Psi_{41} + m_{44}\Psi_{44})$$

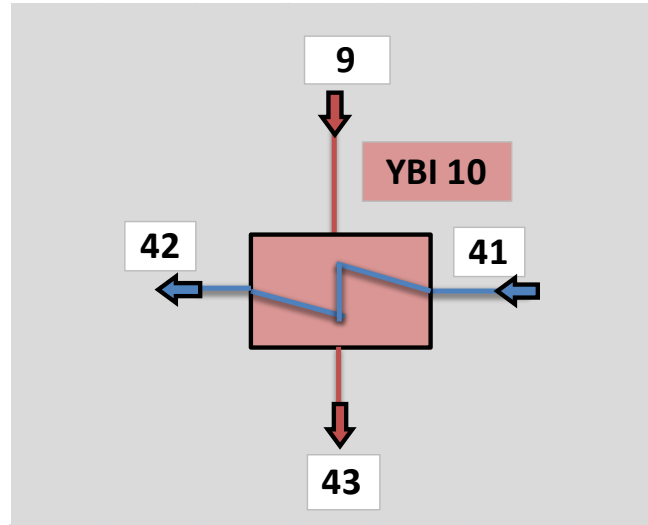
$$X_{\text{kayıp}} = 1353,86 \text{ kW}$$

Burada görüldüğü gibi tersinmezlik ile ekserji kayıpları birbirine eşittir. İkinci yasa verimi (3.26) denklemi kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{T_0 S_{\text{üretim}}}{m_2\Psi_2 - m_{44}\Psi_{44}} \right)$$

$$\eta_{II} = 95,24 \%$$

4.15. Yüksek Basınç Isıtıcısı 10



Şekil 4.15. YBI 9 Isıtıcı Şematik Gösterimi

Giriş ve çıkış debileri eşittir,

$$m_{41} = m_{42} = 497,89 \text{ kg/s}$$

$$m_9 = m_{43} = 27,73 \text{ kg/s}$$

Termodinamiğin 1. Yasası kullanılarak enerji kaybı $Q_{kayıp}$ bulunmuştur.

$$Q_{kayıp} = \sum m_g h_g - \sum m_ç h_ç$$

$$Q_g = m_{41} h_{41} + m_9 h_9$$

$$Q_ç = m_{42} h_{42} + m_{43} h_{43}$$

$$Q_{kayıp} = Q_g - Q_ç$$

$$Q_{kayıp} = 34,59 \text{ kW}$$

YBI 9 Isıtıcısındaki entropi üretimi denklem (3.7) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$S_{üretim} = \sum m_ç s_ç - \sum m_g s_g + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = \sum (m_{42} s_{42} + m_{43} s_{43}) - \sum (m_{41} s_{41} + m_9 s_9) + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = 2,22 \text{ kW/K}$$

YBI 9 ısıtıcısının Tersinmezlik denklemi (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{\text{üretim}}$$

$$I = 661,79 \text{ kW}$$

Giriş Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{41} = (h_{41} - h_0) - T_0(s_{41} - s_0)$$

$$\Psi_{41} = 389,92 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_9 = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)$$

$$\Psi_9 = 1453,93 \text{ kJ/kg}$$

Çıkış Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\Psi_{42} = (h_{42} - h_0) - T_0(s_{42} - s_0)$$

$$\Psi_{42} = 408,72 \text{ kJ/kg}$$

$$\Psi_{43} = (h_{43} - h_0) - T_0(s_{43} - s_0)$$

$$\Psi_{43} = 1092,51 \text{ kJ/kg}$$

Ekserji Kaybı,

$$X_{\text{kayıp}} = (m_{41}\Psi_{41} + m_9\Psi_9) - (m_{42}\Psi_{42} + m_{43}\Psi_{43})$$

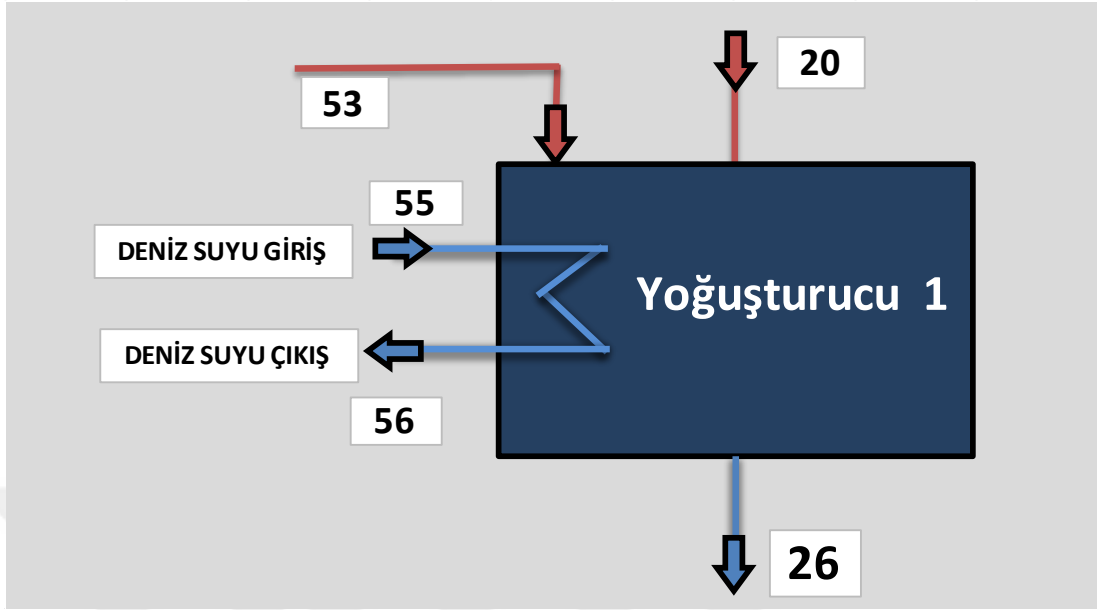
$$X_{\text{kayıp}} = 661,79 \text{ kW}$$

Burada görüldüğü gibi tersinmezlik ile ekserji kayıpları birbirine eşittir. İkinci yasa verimi (3.26) denklemi kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{T_0 S_{\text{üretim}}}{m_2 \Psi_2 - m_{44} \Psi_{44}} \right)$$

$$\eta_{II} = 93,40 \%$$

4.16. Yoğuşturucu 1



Şekil 4.16. Yoğuşturucu 1 Şematik Gösterimi

Giriş ve çıkış debileri eşittir

$$m_{20} = 132,56 \text{ kg/s}$$

$$m_{53} = 13,64 \text{ kg/s}$$

$$m_{26} = 146,20 \text{ kg/s}$$

$$m_{55} = 20754 \text{ kg/s}$$

$$m_{56} = 20754 \text{ kg/s} \quad T_g = 15,9^\circ \quad T_g = 23,3^\circ$$

Termodinamiğin 1. Yasası kullanılarak yoğuşturucuda ki toplam enerji kaybı $Q_{\text{kayıp}}$ bulunmuştur. Burada İki yoğuşturucu içinde toplam enerji kaybını bulmak için deniz sıcaklığının giriş çıkış entalpi değeri farkıyla geçen deniz suyu kütlelerinin çarpılması sonucu toplam enerji kaybı bulunmuştur.

$$Q_{\text{kayıp}} = \sum m_g h_g - \sum m_{\text{ç}} h_{\text{ç}}$$

$$Q_g = m_{55} h_{55}$$

$$Q_{\text{ç}} = m_{56} h_{56}$$

$$Q_{kayıp} = Q_g - Q_ç$$

$$Q_{kayıp} = 654166,08 \text{ kW}$$

Yoğuşturucudaki toplam enerji kaybı= 654166,08 kW

Yoğuşturucudaki entropi üretimi denklem (3.7) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$S_{üretim} = \sum m_ç s_ç - \sum m_g s_g + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = \sum (m_{26} s_{26} + m_{56} s_{56}) - \sum (m_{20} s_{20} + m_{53} s_{53} + m_{55} s_{55}) + \frac{Q_{kayıp}}{T_0}$$

$$S_{üretim} = 72,14 \text{ kW/K}$$

Yoğuşturucudaki Tersinmezlik denklemi (3.14) kullanılarak hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{üretim}$$

$$I = 21556 \text{ kW}$$

Giriş Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\psi_{20} = (h_{20} - h_0) - T_0(s_{20} - s_0)$$

$$\psi_{20} = 63,53 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{53} = (h_{53} - h_0) - T_0(s_{53} - s_0)$$

$$\psi_{53} = 169,78 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{55} = (h_{55} - h_0) - T_0(s_{55} - s_0)$$

$$\psi_{55} = 0,014 \text{ kJ/kg}$$

Çıkış Ekserjileri denklem (3.16) kullanarak hesaplanmıştır,

$$\psi_{56} = (h_{56} - h_0) - T_0(s_{56} - s_0)$$

$$\psi_{56} = 0,015 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{26} = (h_{26} - h_0) - T_0(s_{26} - s_0)$$

$$\psi_{26} = 0,15 \text{ kJ/kg}$$

Ekserji Kaybı,

$$X_{kayıp} = (m_{20}\Psi_{20} + m_{53}\Psi_{53} + m_{55}\Psi_{55}) - (m_{26}\Psi_{26} + m_{56}\Psi_{56})$$

$$X_{kayıp} = 21556 \text{ kW}$$

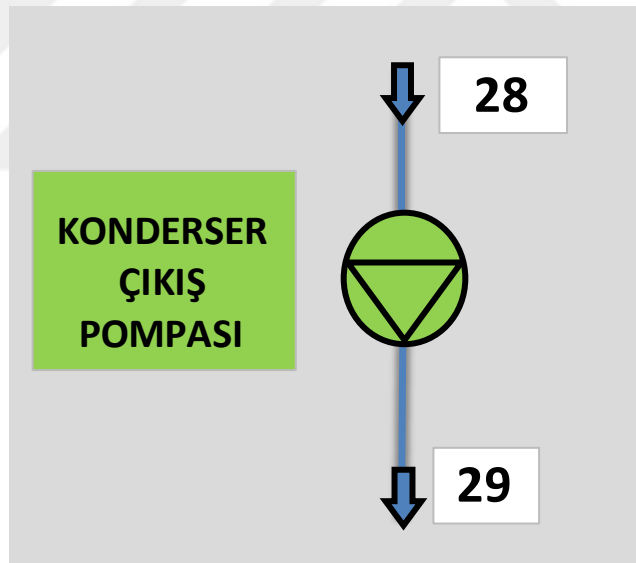
Burada görüldüğü gibi tersinmezlik ile ekserji kayıpları birbirine eşittir.

İkinci yasa verimi (3.26) denklemini kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{T_0 S_{üretim}}{m_{20}\Psi_{20} + m_{53}\Psi_{53} + m_{55}\Psi_{55}} \right)$$

$$\eta_{II} = 43 \%$$

4.17. Yoğuşturucu Pompası



Şekil 4.17. Yoğuşturucu Pompası

Pompa giriş ve çıkış debileri birbirine eşittir

$$m_{28} = m_{29} = 160,34 \text{ kg/s}$$

Pompa adyabatik olduğu varsayıldığı için ısı transferi ihmal edilmiştir, Pompa giriş ve çıkış boruları çapları eşit olması sebebiyle kinetik enerji ihmal edilmiştir, seviye

farklılıklarının sıfır olduğu varsayarak potansiyel enerji ihmal edilmiştir. Yoğuşturucu çıkış pompası için termodinamiğin ilk yasasına göre,

$$W_g = m(h_{28} - h_{29})$$

Pompa işi,

$$W_g = -529,12 \text{ kW}$$

Tersinir pompa işi,

$$W_{tr} = m_{28}(h_{28} - T_0 s_{28}) - m_{29}(h_{29} - T_0 s_{29})$$

$$W_{tr} = -361,88 \text{ kW}$$

Pompa tersinmezliği hesaplamak için entropi üretimi (3.7)'deki denklem kullanılarak hesaplanmıştır,

$$S_{\text{üretim}} = m(s_{29} - s_{28})$$

$$S_{\text{üretim}} = 0,561 \text{ kW/K}$$

Pompa tersinmezlik denklem (3.14) e göre hesaplanmıştır,

$$I = T_0 S_{\text{üretim}}$$

$$I = 167,23 \text{ kW}$$

Giriş ekserjileri denklem (3.16)'ya göre hesaplanmıştır,

$$\Psi_{28} = (h_{28} - h_0) - T_0(s_{28} - s_0)$$

$$\Psi_{28} = 0,14 \text{ kJ/kg}$$

Çıkış ekserjileri denklem (3.16)'ya göre hesaplanmıştır,

$$\Psi_{29} = (h_{29} - h_0) - T_0(s_{29} - s_0)$$

$$\Psi_{29} = 2,40 \text{ kJ/kg}$$

Giriş ve çıkış ekserji farkı tersinir pompa işini verir,

$$W_{tr} = m(\Psi_{28} - \Psi_{29})$$

$$W_{tr} = -361,88 \text{ kW}$$

Tersinmezlik alternatif olarak denklem (3.15) kullanarak da hesaplanır,

$$I = W_{tr} - W_g$$

$$I = 167,23 \text{ kW}$$

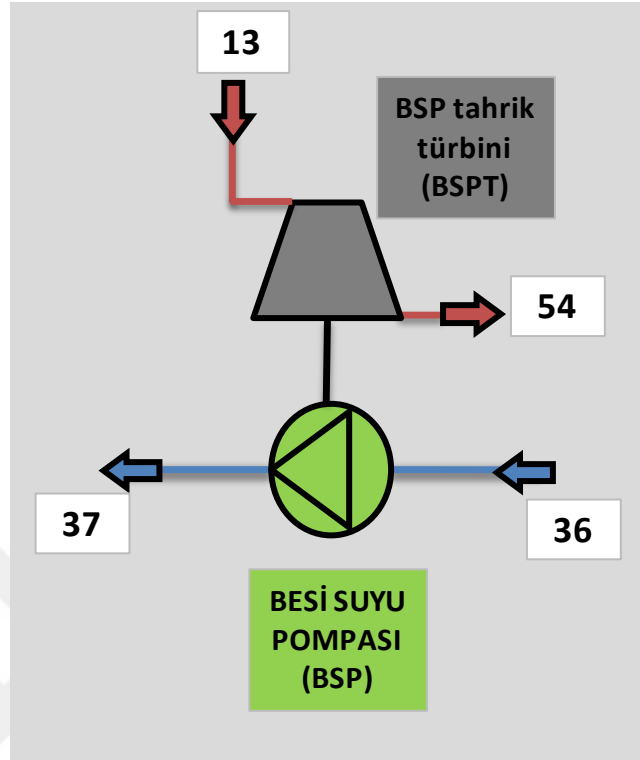
Görüldüğü üzere tersinmezlik aynı zamanda tersinir pompa gücü ile pompa giriş gücünün farkına eşittir.

İkinci yasa verimi (3.20) denklemini kullanılarak hesaplanmıştır,

$$\eta_{II} = \frac{W_{tr}}{W_g}$$

$$\eta_{II} = 68,36 \%$$

4.18. Besi Suyu Pompası (BSP) ve tahrik türbini (BSPT)



Şekil 4.18. Besi suyu pompası (BSP) ve tahrik türbini (BSPT) şematik gösterimi

Pompa giriş ve çıkış debileri birbirine eşittir

$$m_{36} = m_{37} = 248,94 \text{ kg/s}$$

Pompa adyabatik olduğu varsayıldığı için ısı transferi ihmal edilmiştir, Pompa giriş ve çıkış boruları çapları eşit olması sebebiyle kinetik enerji ihmal edilmiştir, seviye farklılıklarının sıfır olduğu varsayarak potansiyel enerji ihmal edilmiştir. Yoğuşturucu çıkış pompası için termodinamiğin ilk yasasına göre,

$$E_{36} = E_{37} + W_{BSP}$$

$$W_{BSP} = E_{36} - E_{37} = -10794,03 \text{ kW}$$

Besi suyu pompası tahrik türbini için enerji dengesinden;

$$E_{13} = E_{54} + W_{BSPT}$$

$$W_{BSPT} = E_{13} - E_{54} = 10954,24 \text{ kW}$$

olarak bulunmuştur.

Besi suyu pompası için tersinmezlik miktarı Denklem 3.8 kullanılarak;

$$X_{36} = X_{37} + W_{BSP} + \dot{I}_{BSP}$$

$$\dot{I}_{BSP} = 81,60 \text{ kW}$$

Bulunmuştur.

Besi suyu pompasının şaft gücü de bilindiğinden bu pompanın enerji verimi ve ekserji verim değeri bulunabilir. Enerji verimi; pompa gücünün, pompa tahrik türbini gücüne oranı olarak bulunur;

$$\eta_{BSP} = \frac{W_{BSP}}{W_{BSPT}} = 98,53 \%$$

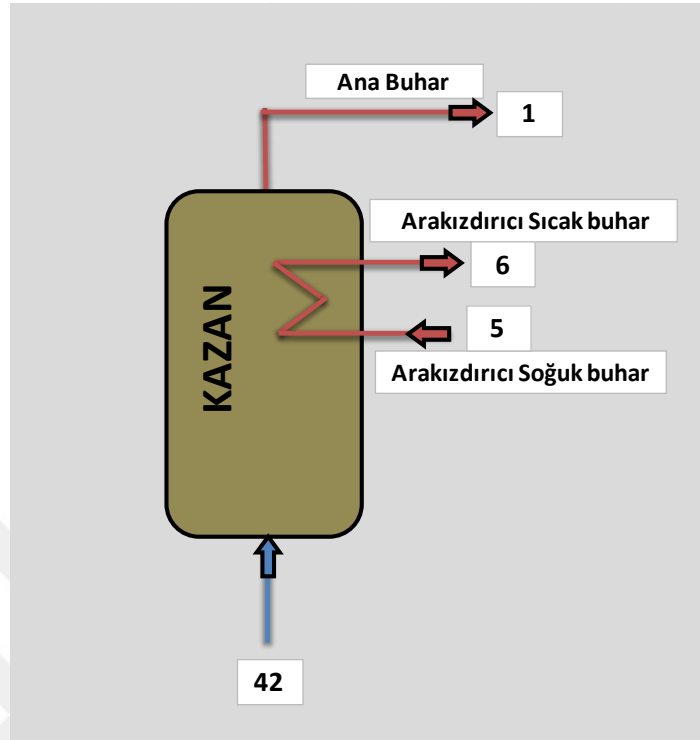
Olarak bulunmuştur.

İkinci olarak ekserji verimi ise denklem 3.21 kullanılarak hesaplanmıştır;

$$\eta_{II} = \frac{X_{çıkan}}{W_{BSP} + X_{çıkan}} = 97,90 \%$$

Şeklinde bulunmuştur.

4.19. Kazan



Şekil 4.19. Kazan Şematik Gösterimi

Kazan giriş ve çıkış debileri eşit.

$$m_{42} = m_1 = 497,89 \text{ kg/s}$$

$$m_5 = m_6 = 405,12 \text{ kg/s}$$

$$m_k = 56 \text{ kg/s}$$

$$h_k = 25800 \text{ kJ/kg}$$

Kömürün enerjisi ise kömürün alt kalorifik değeri ile saniyede tükettiği kömür miktarının çarpımıyla bulunmuştur.

$$E_k = m_k(A. I. D) = 56 \times 25800 = 1444800 \text{ kW}$$

Kazan ekserji hesabında bacagazının ekserjisi ve enerjisi hesaplanmamış kazan kaybı olarak düşünülmüştür. Önceki çalışmalar bölümünde bacagazı enerji ve ekserji hesabı yapılan birçok çalışma bulunmaktadır.

Kazan hesabı yapılırken adyabatik olduğu varsayıldığı için çevreye ısı transferi ihmal edilmiştir ve potansiyel, kinetik enerji değişimleri ihmal edilmiştir. Enerji dengesinden;

$$E_k + E_{42} + E_5 + Q_{kayıp} = E_1 + E_6$$

$$E_k + m_{42}h_{42} + m_5h_5 + Q_{kayıp} = m_1h_1 + m_6h_6$$

$$Q_{kayıp} = -135571 \text{ kW}$$

$$Q_{kazan} = E_k + Q_{kayıp}$$

$$Q_{kazan} = 1309229 \text{ kW}$$

Kazan besi suyuna aktarılan enerji Q_{kazan} ve aktarılamayan $Q_{kayıp}$ enerji miktarları bulunmuştur. Kazanın üst ısı değer kullanılarak hesaplanılan termal verimi ise;

$$\eta_I = \frac{Q_{kazan}}{E_k} = 90,61 \%$$

Olarak bulunmuştur.

Denklem 3.8 kullanılarak ekserji denge denklemi aşağıdaki gibi yazılmıştır;

$$I_{kazan} = X_{42} + X_5 + X_k - X_1 - X_6$$

$$I_{kazan} = m_{42}\Psi_{42} + m_5\Psi_5 + m_k\Psi_k - m_1\Psi_1 - m_6\Psi_6$$

Kimyasal kompozisyonu Çizelge 3.1 de verilmiş olan tasarım kömürünün ekserjisi; Kömürün O/C oranı 0.668'den daha küçük olduğu için, Denklem 3.28 kullanılarak;

$$\varphi_{kuru} = 1,0437 + 0,1882 \frac{h}{c} + 0,0610 \frac{o}{c} + 0,0404 \frac{n}{c} = 1,0941$$

Ve buradan kömürün ekserjisi alt ısı değeri kullanılarak Denklem 3.30 ve 3.31 kullanılarak

$$X_k = \Psi^0 \times m_k = 1547089 \text{ kW}$$

Kömürün ekserjisi bulunmuştur. Denklem 3.8'i kullanarak yazdığımız ekserji denge denkleminde yerine yazılırsa;

$$I_{kazan} = 797639,8 \text{ kW}$$

Olarak hesaplanmıştır.

Denklem 3.23 temel alınarak Kazanın ekserji verimi ise;

$$\eta_{II} = \frac{Q_{kazan}}{X_k} = 51,55 \%$$

Olarak bulunmuştur.

4.20. Santralin Brüt Enerji ve Ekserji Verimi

Santralin toplam enerji verimi;

$$\eta_{santral} = \frac{W_{net}}{E_k}$$

Burada W_{net} türbinlerde üretilen elektrik gücünden yoğuştucu ve besi suyu pompa güçlerinin çıkarılmasıyla elde edilir. Bu durumda verim;

$$\eta_{santral} = \frac{W_{YBT} + W_{OBT} + W_{ABT1} + W_{ABT2} + |W_{BSPT}| - |W_{BSP}| - |W_{YP}|}{E_k} = 45,59$$

Olarak hesaplanmıştır.

Santralin ekserji verimi ise enerji veriminden farklı olarak yakıtın ekserji akış hızı kullanılarak hesaplanır. Kömürün ekserji alt ısı değerinden daha fazla bulunduğundan santral ekserji verimi daha düşük olacaktır.

$$\eta_{II(santral)} = \frac{W_{net}}{X_k} = 43,55$$

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bölüm 4’de U-Süperkritik bir santralin enerji ekserji analizi yapılmıştır. Kıyaslama yapılması için bölüm 5’de oluşturulan grafiklerde Kritikaltı bir santralin Enerji ve ekserji analizini yapan (Tontu ve Şahin, 2013) ve Süperkritik bir santralin enerji ve ekserji analizini yapan (Şahin ve Aydın,2012) ‘nın sonuçları kullanılmıştır.

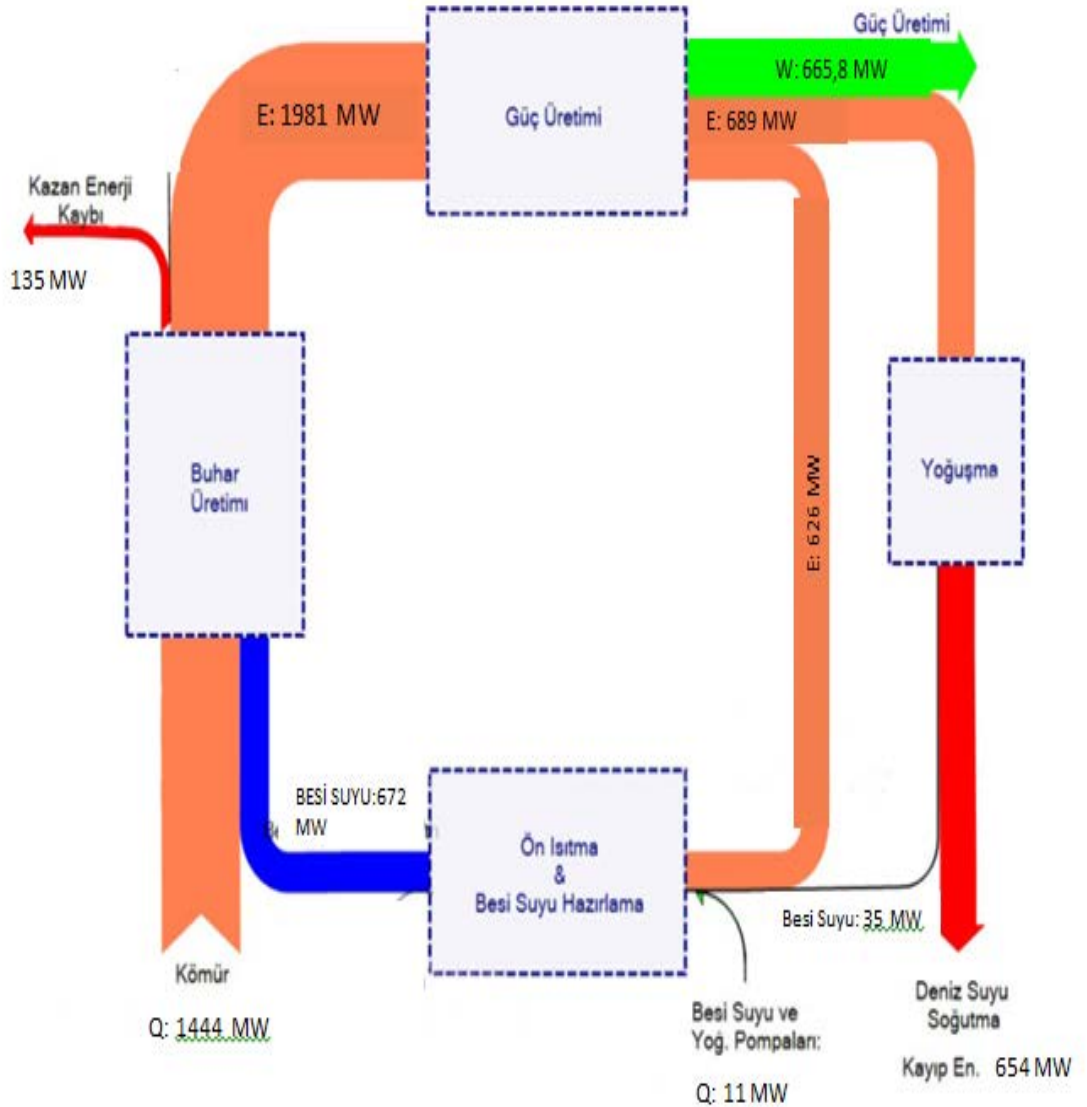
Şekil 4.1 ‘de gösterilmiş olan U-süperkritik santralin su buhar çevrimi şeması üzerindeki her bir ekipmana enerji ve ekserji analizi yapılmış ve her bir ekipmanın enerji ekserji verimleri ile tersinmez güçleri bulunmuştur. Çizelge 5.1’ de tersinir ve tersinmez güçler ile ekipmanların tersinmezliğinin toplam tersinir güce oranı ‘ δ ’ gösterilmiştir.

Çizelge 5.1’ de gözüktüğü gibi toplam tersinir güç 1547,089 MW olarak bulunmuştur bu da kömürün ekserjisine eşittir. Toplam tersinmezlik miktarı toplam tersinir gücün %58.11’i 898,94 MW olarak bulunmuştur. Güç tüketimi hesaplanırken besli suyu pompasının shaft gücünün buhardan sağladığı düşünülerek hesaplanmıştır.

Çizelge 5. 1. U-Süperkritik Tip Bir Santralin Ekserji Analiz Sonuçları

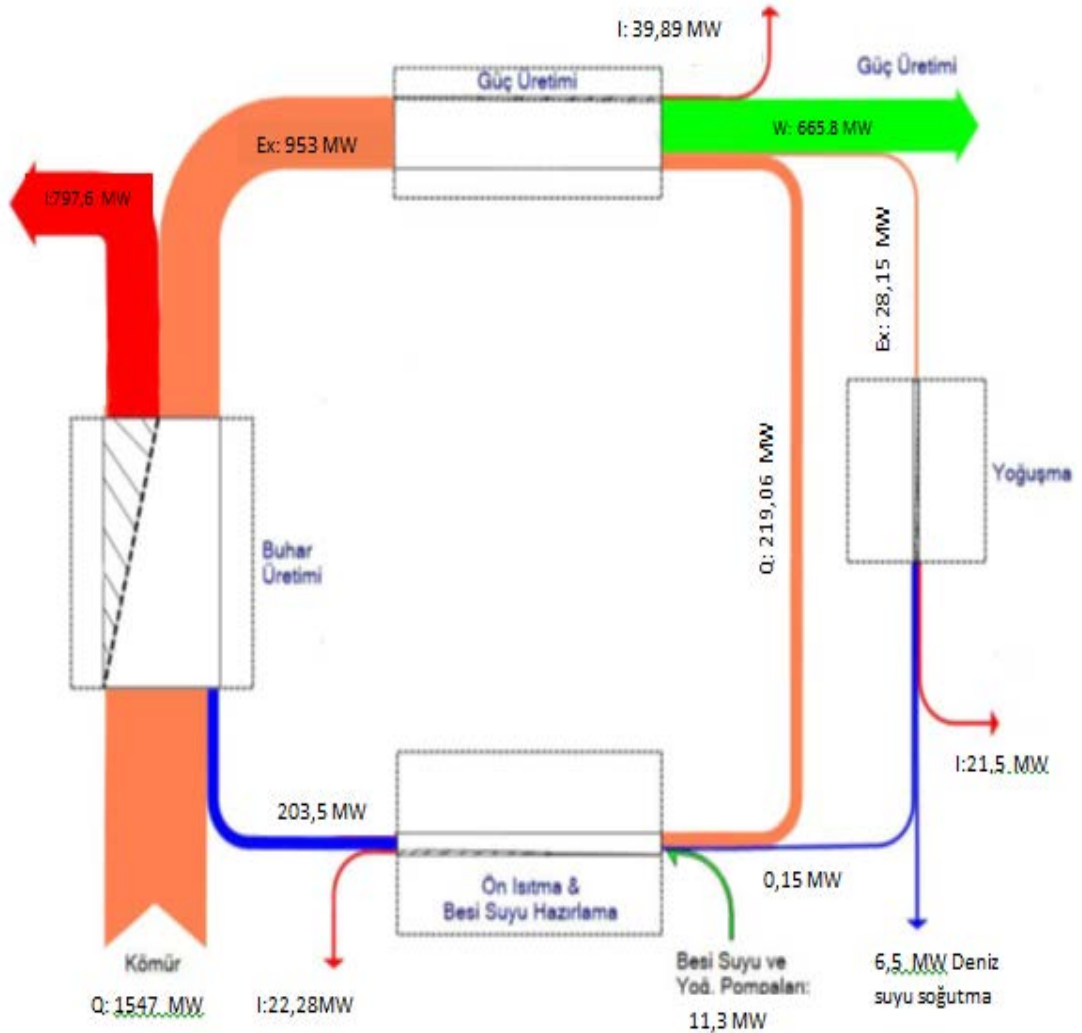
SİSTEM	TERSİNİR	TERSİNMEZ	δ
	GÜÇ (kWth)	GÜÇ (kWth)	
Buhar Üretimi(Toplam)		797639,8	51,56%
Kazan	1547089,3	797639,8	51,56%
Güç Üretimi(Toplam)	665857,05	39892,4	2,58%
Yüksek Basınç Türbini	199873,47	8816,86	0,57%
Orta Basınç Türbini	290063,38	11415,54	0,74%
Alçak Basınç Türbini 1	86806,02	9595,86	0,62%
Alçak Basınç Türbini 2	89114,18	10064,14	0,65%
Yoğuşturucu Bölümü (Toplam)		21565	1,39%
Yoğuşturucu	21560	21565	1,39%
Ön Isıtma Bölümü		22282,86	1,44%
Yoğuşturucu Pompası	361,88	167,23	0,01%
Alçak Basınç Isıtıcısı 1	682,42	682,42	0,04%
Alçak Basınç Isıtıcısı 2	3581,3	3581,3	0,23%
Alçak Basınç Isıtıcısı 3	1574,62	1574,62	0,10%
Alçak Basınç Isıtıcısı 4	987,6	987,6	0,06%
Alçak Basınç Isıtıcısı 5	891,91	891,91	0,06%
Alçak Basınç Isıtıcısı 6	4135,13	4135,13	0,27%
Besi Suyu Pompası	10954	860,53	0,06%
Besi Suyu Pompası Türbini	18246,69	2186	0,14%
Yüksek Basınç Isıtıcısı 7	2130,32	2130,32	0,14%
Yüksek Basınç Isıtıcısı 8	4338,01	4338,01	0,28%
Yüksek Basınç Isıtıcısı 9	86	86	0,01%
Yüksek Basınç Isıtıcısı 10	661,79	661,79	0,04%
Diğer Kayıplar		17569,76	1,14%
TOPLAM TERSİNMEZLİK		898949,82	58,11%
ÇEVİRİMDEKİ GÜÇ ÜRETİMİ		665857,05	43,04%
ÇEVİRİMDEKİ GÜÇ TÜKETİMİ		-17717,57	-1,15%
TOPLAM		1547089,3	100,00%

Şekil 5.1’de ki Sankey enerji diyagramında görüldüğü gibi, Kömürün 1444 MW termal enerji girişi ile çevrimde kullanılan ön ısıtma bölümünden geçmiş besi suyu 672 MW bir enerjiyle toplamda 2166 MW enerji kazana girmiştir. Burda kazan da 135 MW’lık bir enerji kaybı olmaktadır. Türbinlere girmeden önce 1981 MW enerjinin, Türbinlerde 666 MW’ını elektrik enerjisine dönüştürmüştür, Burda kazanı besleyen besi suyunu ısıtmak için türbinlerin çeşitli kademelerinden buhar alınmakta ve ısıtıcılara gönderilmektedir oda 626 MW olarak bulunmuştur. Geriye kalan 689 MW ise yoğuşturucuya gönderilmiştir bunun 35 MW lık kısmı yoğuşmuş besi suyunun enerjisidir geriye kalan 654 MW ise yoğuşturucuda denize kayıp edilmiştir. En fazla enerji kaybı yoğuşturucuda bulunmuştur.

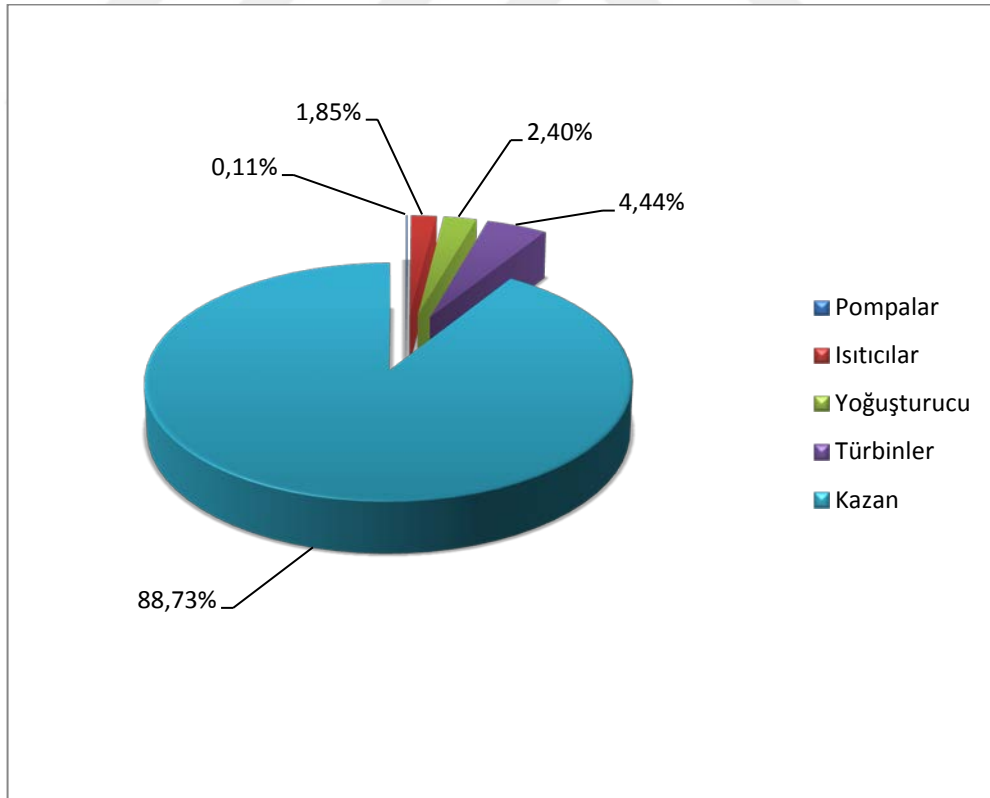


Şekil 5.1. Sankey enerji akış diyagramı

Şekil 5.2’ de ki Grasmann ekserji diyagramında görüldüğü gibi, Kazana ekserjisi 1547 MW olan kömür ile çevrimde ön ısıtma bölümünden geçmiş 203,5 MW ekserjiye sahip besi suyu girmektedir. Toplamda 1750,5 MW ekserjinin 797,6 MW lık kısmı kazanda kayıp olmaktadır. Burdan çevrimde ekserji kaybının en çok kazanda olduğu görülmektedir. Geriye kalan 953 MW türbinlere girmekte 666 MW elektrik üretimi olmaktadır. Türbinlerde toplam 39,89 MW ekserji kaybı olmaktadır. 219.06 MW ekserji ısıtıcılara gitmiştir. Geriye kalan 28,15 MW ekserji yoğuşturucuya bununda 21,5 MW lık kısmı yoğuşturucuda ekserji kaybı olmaktadır. 6,5 MW lık kısmı deniz suyu soğutmaya gitmektedir. Besi suyunu ısıtan ısıtıcılarda da toplam 22,8 MW ekserji kaybı bulunmuştur.

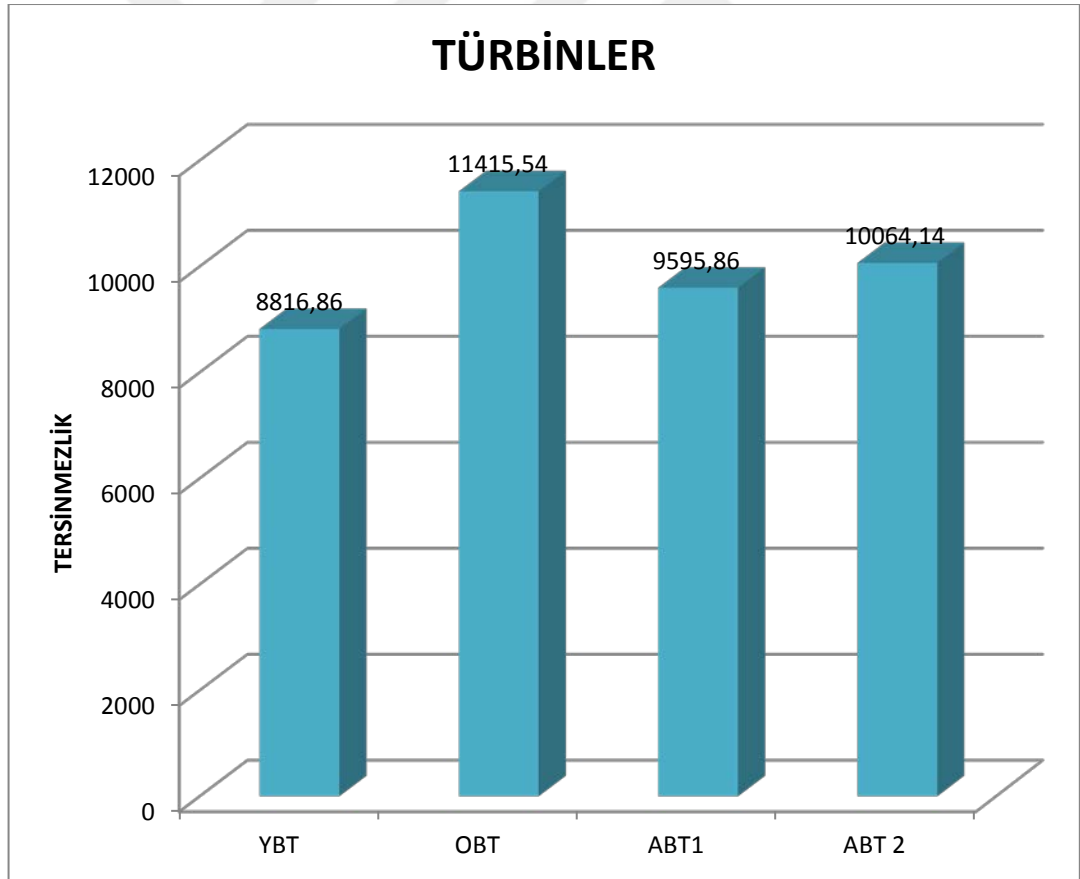


Şekil 5.3'te Santraldaki ana ekipmanların tersinmezliklerinin, santraldaki toplam tersinmezliğe oranı verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, kazanın ekserji kaybı diğer ekipmanlardan çok daha fazladır. Yoğuşturucuda büyük enerji kaybı olmasına rağmen, büyük ekserji kaybı kazanda olmaktadır. Kazanda oluşan yüksek ekserji kaybı, baca gazı ve besi suyu arasındaki sonlu farktan kaynaklanmaktadır. Bir yanma işlemi genellikle ısı transferiyle aynı anda gerçekleşir. Hem kimyasal reaksiyon hem de ısı transferi geri dönüşümsüz süreçlerdir. Kazandaki kayıplar, baca gazlarının entropisindeki artıştan kaynaklanır, ayrıca baca gazları yoluyla ortama yüksek sıcaklıkta ısı kaybı meydana gelir. Pompalarda, basınç ve debi kontrol yönteminden kaynaklanan ekserji kayıpları oluşmaktadır. Pompa kayıpları, diğer ekipmanlara göre genellikle çok küçüktür. Yoğuşturucudaki ekserji kaybı, egzoz buharı ve soğutma suyu arasındaki ısı transferinden kaynaklanır ancak termodinamik açıdan önemsizdir, çünkü aralarındaki sıcaklık farkları yaklaşık 3 K'dır, böylece ekserji kayıpları küçüktür.

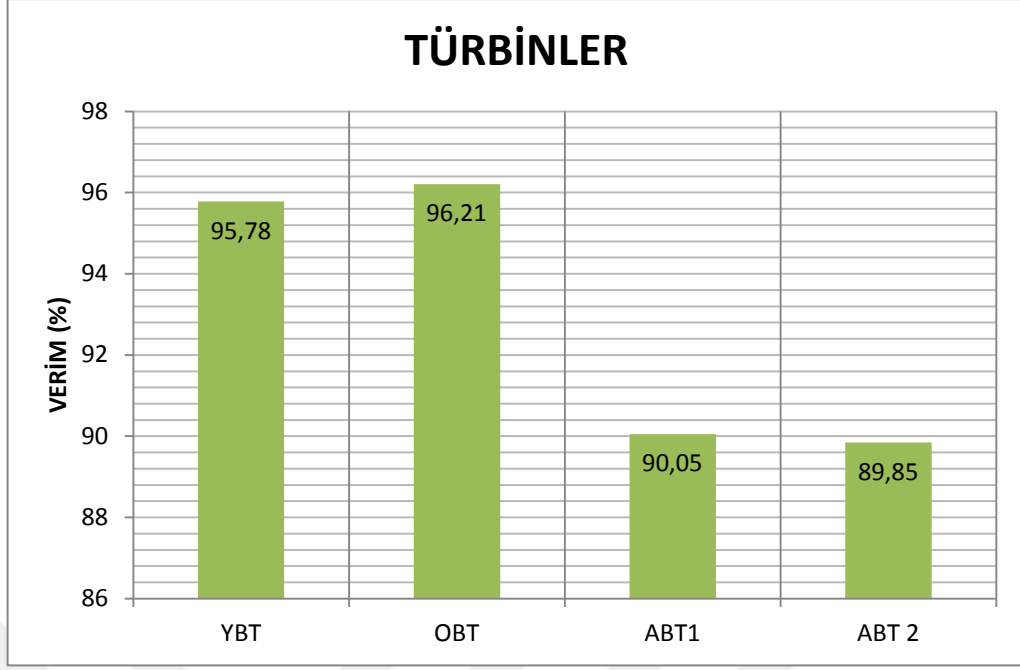


Şekil 5.3. Ekserji Kaybı

Şekil 5.4 türbinlerin %100 yükte tersinmezlikleri ve Şekil 5.5’de Ekserji verimlerini göstermektedir. Türbinlerde basınç düşmesi ve genişleme sürecinden kaynaklanan ekserji kayıpları. Akışkanın sürtünmesi, akışkanın türbin içinden genişlemesi ve iç sürtünmeden geçmesidir. Bu sürtünme, enerjisinin bir kısmının faydalı iş pahasına ısınmasına yol açar. Akışkan daha az çalışır ve daha yüksek bir sıcaklıkta dışarı çıkar. İşlem ne kadar geri döndürülemez olursa, ısıtma etkisi o kadar fazla ve iş o kadar az olur. Yük arttıkça türbinlerde tersinmezlik artar. ABT türbinlerinde ekserji kaybı, YB türbininden daha yüksektir, çünkü AB türbinleri vakum basıncında çalışır, böylece yoğuşma işlemi başlar ve AB türbinlerinden su buharı karışımı olarak buhar çıkar, bu nedenle yoğuşma ile entropi ve tersinmezlik artar. Ancak YB türbinlerinde ekserji kaybı daha düşüktür, çünkü giriş ve çıkış arasındaki basınç OB ve AB türbinlerine göre düşüktür. AB 1 ve AB 2 türbinindeki ekserji kayıpları birbirine yakındır, çünkü çalışma koşulları neredeyse aynıdır.

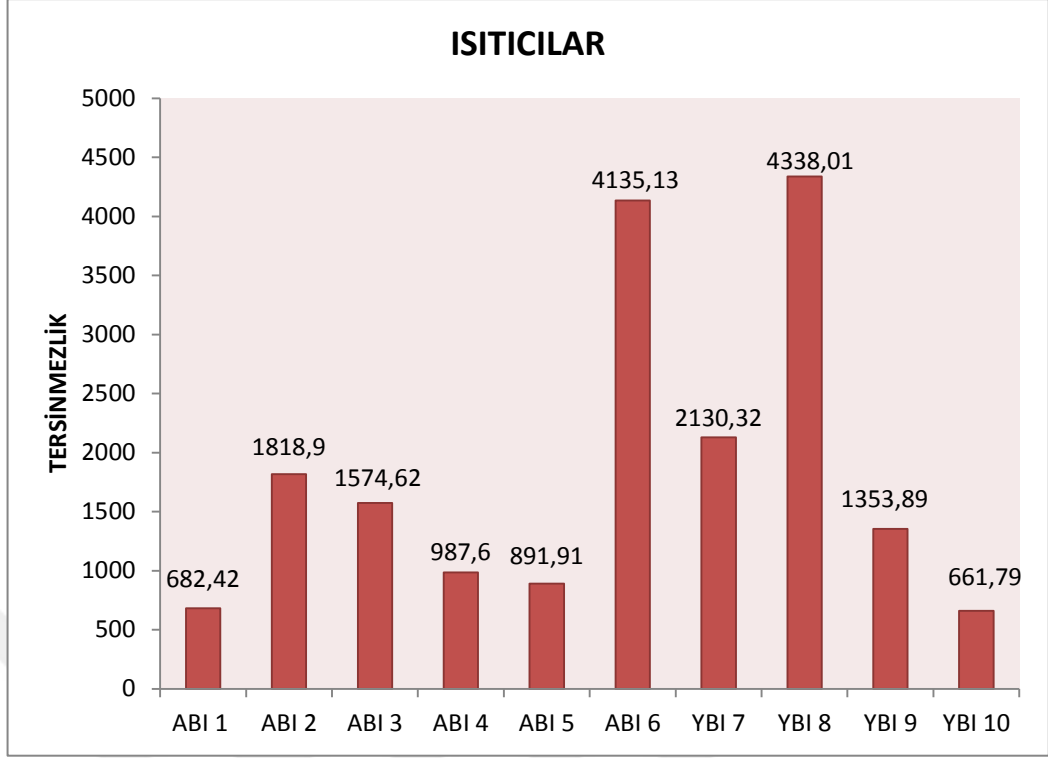


Şekil 5.4. Türbinlerdeki Tersinmezlikler

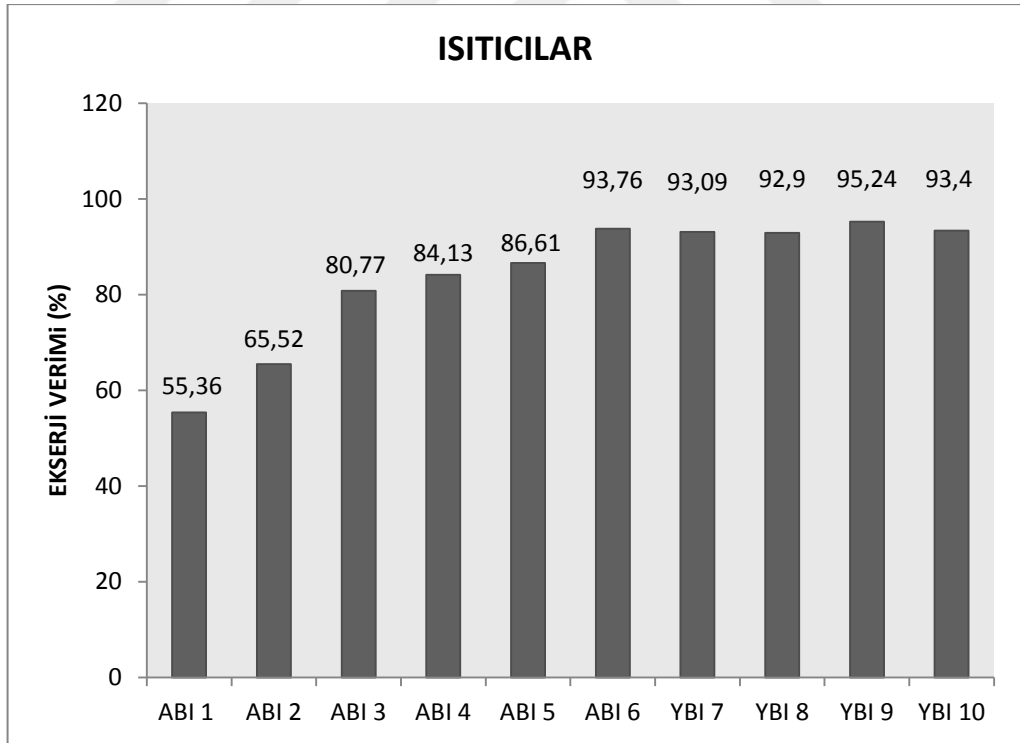


Şekil 5.5. Türbinlerdeki Ekserji Verimleri

YB ve AB ısıtıcılarında %100 yükteki tersinmezlik ve ekserji verimleri Şekil 5.6, Şekil 5.7'de gösterilmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi, YB ısıtıcılarındaki tersinmezlik AB ısıtıcılardan daha yüksektir, çünkü YB ısıtıcılarının yüksek basınçta ve yüksek sıcaklıkta çıkış buharı ile besleme suyu arasındaki sıcaklık farklılıklarının yanı sıra, yük arttıkça, YB ısıtıcılarındaki tersinmezlik arttırılsa da, AB ısıtıcılarındaki tersinmezlik azalır, çünkü yükün yanı sıra türbin çıkış buharı ile besleme suyu arasındaki sıcaklık farkları da artar, ancak AB ısıtıcılarındaki sıcaklık farkları azalır, ancak YB ısıtıcılarındaki sıcaklıklar artar. Ek olarak, YB ve AB ısıtıcıları kullanmanın amacı, yoğuşturucuya gönderilmeden hemen önce egzoz buharının gizli ısını geri kazanmaktır. Ayrıca, ısıtma kondensatını ve besleme suyunu düşüren sıcaklık farkları sağlarlar.

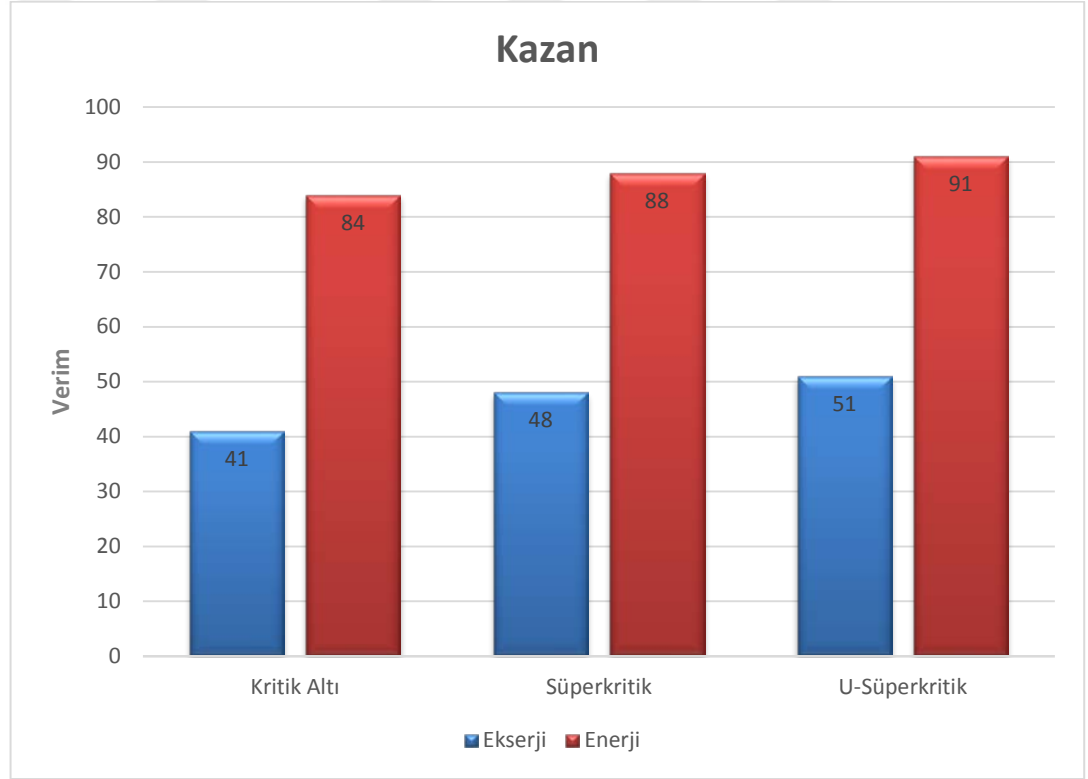


Şekil 5.6. Isıtıcılardaki Tersinmezlikler



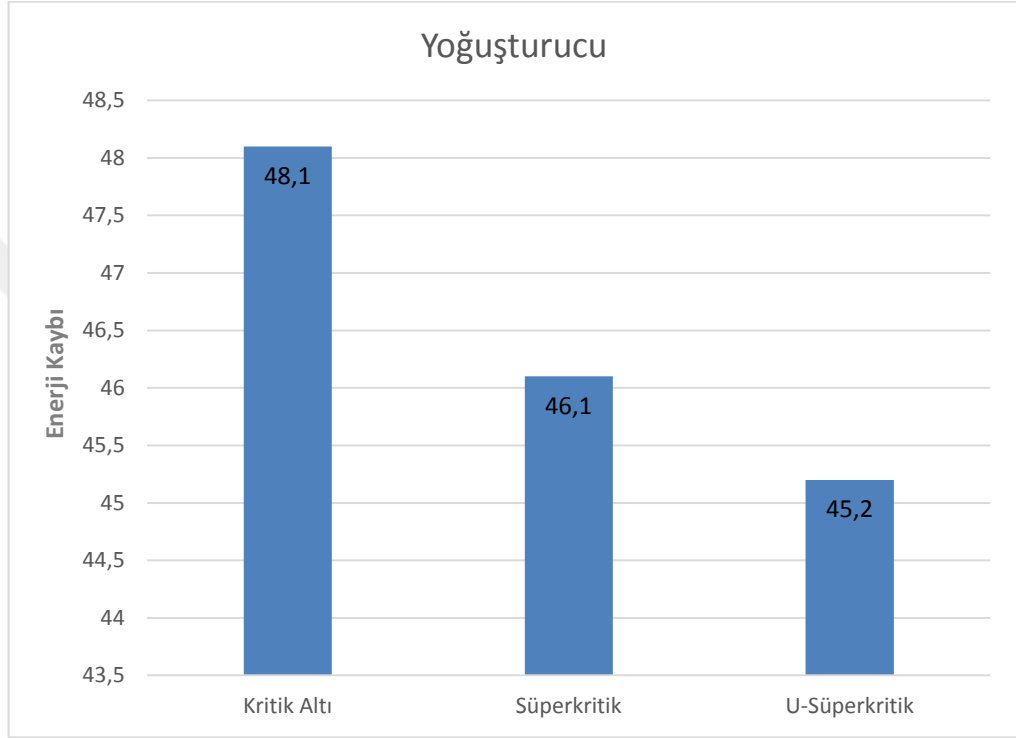
Şekil 5.7. Isıtıcılardaki Ekserji Verimleri

Üç durumda kazanların enerji ve ekserji verimi değişimi Şekil 5.8’de gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, üç tip sistemin ekserji verimliliği her zaman enerji verimliliğinden daha düşüktür. Kazandaki yüksek ekserji tahribatı, baca gazı ve besi suyu arasındaki sonlu sıcaklık farklarından kaynaklanmaktadır. Kazandaki kayıplar, baca gazlarında entropi üretiminin artmasına bağlı olarak gerçekleşir. Hem kimyasal reaksiyon hem de ısı transferi geri dönüşümsüz süreçlerdir. Bir yanma işlemi genellikle ısı transferi ile eşzamanlı olarak gerçekleşir. Ek olarak, baca gazı tarafından yüksek sıcaklıkta çevreye önemli miktarda ısı kaybı iletilmektedir. Yüksek kaliteli enerji baca gazları ile dışarıya atılır, böylece ekserji verimliliği daha düşüktür. Kazan basıncı arttıkça, üç durum için de her iki kazan verimi de olumlu etkilendi.



Şekil 5.8 Kazan’ın 3 farklı santral tipindeki enerji ve ekserji verimleri

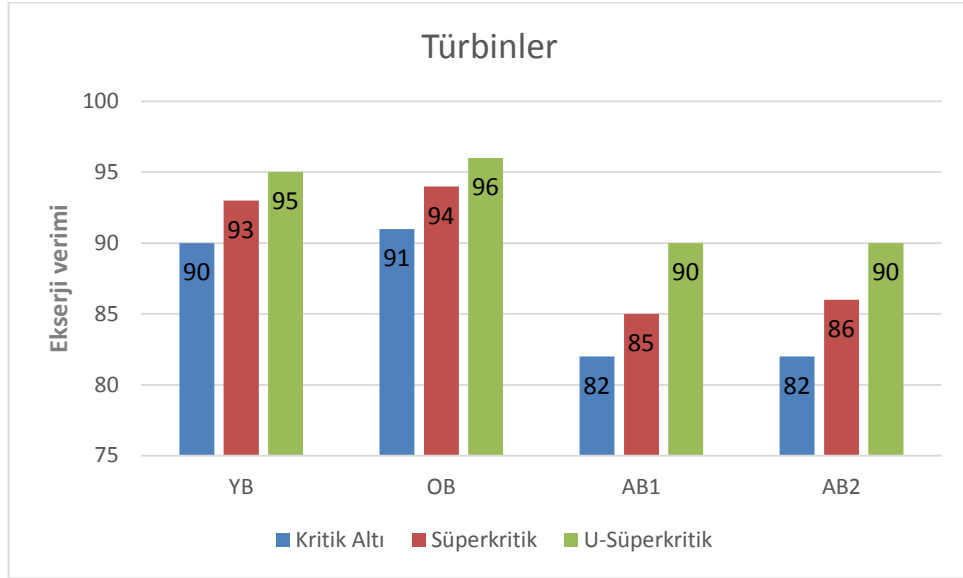
Şekil 5.9’de görüldüğü gibi, Kritikaltı santralde yoğuşturucu enerji kaybı her zaman diğer enerji santrallerinden daha yüksektir. Örneğin, toplam enerjinin %48,1’i, %46’sı ve %45,2’si, sırasıyla, kritik, süperkritik ve ultra-süperkritik enerji santrallerinde yoğuşturucu vasıtasıyla çevreye verilmektedir. Çünkü AB türbinlerinden gelen egzoz buharının entalpisi yoğunlaştırılmış suya göre daha yüksektir. Yoğuşturucu kayıplarının nedeni, soğutma suyuna aktarılan egzoz buharının gizli ısısıdır.



Şekil 5.9. Yoğuşturucunun üç farklı santral tipindeki enerji kaybı

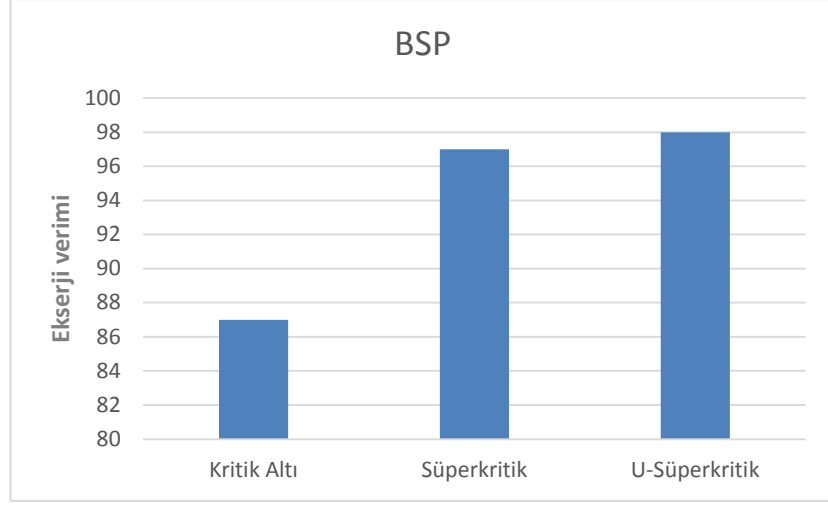
Şekil 5.10’de, üç farklı santralde türbinlerin ekserji verimliliğini göstermektedir. Türbinlerdeki ekserji tahribatı, basınç düşüşü ve genleşme süreci ile ilişkilidir. Akışkan sürtünmesi, akışkanın buhar türbini kanatları boyunca genişlemesi ile olur. Bu sürtünme kayıpları, enerjinin bir kısmının yararlı çalışmanın pahasına ısının kendi kendine yayılmasına neden olur. Akışkan daha sonra daha az iş yapar ve egzozlardan daha yüksek bir sıcaklıkta bırakır. Daha geri dönüşü olmayan işlem, daha yüksek türbin çıkış sıcaklığı ve daha az çalışma ile sonuçlanır. AB türbinlerindeki ekserji verimliliği OB ve YB türbinlerinden daha düşüktür, çünkü AB türbinleri vakum basıncında çalışır, böylece yoğuşma süreci başlar ve buhar AB türbinlerini bir su-buhar karışımı olarak bırakır, bu nedenle entropi ve tersinmezlik oranı önemli ölçüde

artar. AB1 ve AB2 türbinlerindeki ekserji etkilerinin değeri birbirine yakındır çünkü çalışma koşulları hemen hemen aynıdır. U-süperkritik enerji santralinin tüm türbin verimliliği türbinlerin teknolojik ilerlemesi nedeniyle Kritikaltı ve süperkritik santrallerden daha yüksektir.



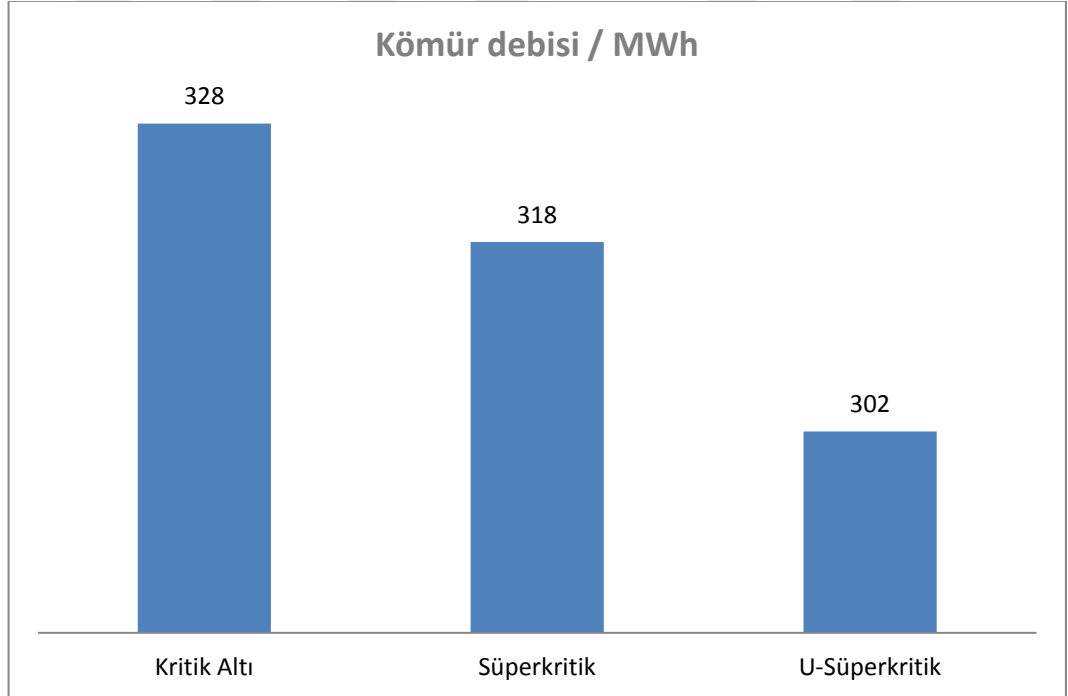
Şekil 5.10. Türbinlerin 3 farklı santral tipindeki ekserji verimleri

Kazan besleme pompası ekserji verimleri Şekil 5.11'de gösterilmiştir. Ekserji yıkımları, diğer enerji santralleriyle karşılaştırıldığında genellikle çok küçük olan süperkritik enerji santralindeki sürtünme veya tersinmezliklerle ilişkili pompalarda gerçekleşir. Pompalardaki ekserji verimi, pompa tipi ile doğru orantılıdır. Süperkritik ve U-süperkritik döngü pompası verimleri, kritik altı döngüden çok daha yüksek çıkmıştır. Ayrıca kritik üstü çevrimlerde BSP pompaları türbin çıkışından aldığı buharla çalıştığı için kritik altı santrallerde olduğu gibi elektrik tüketimi yoktur.



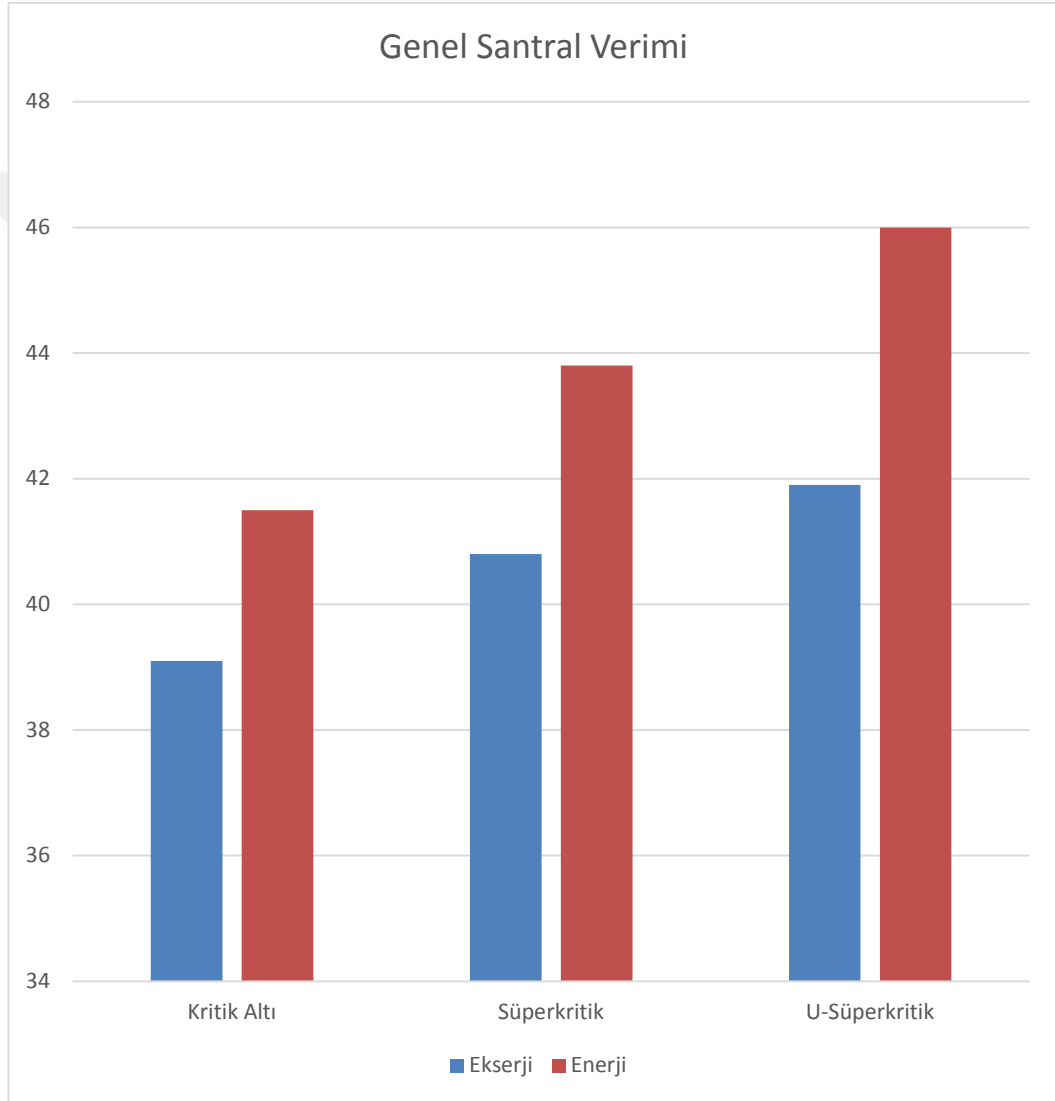
Şekil 5.11. Besi Suyu Pompasının 3 farklı santral tipindeki ekserji verimleri

MWh elektrik üretimi başına kömür akışı ünite verimliliği için önemli ölçümdür. Şekilden de görüldüğü gibi, Kritik altı enerji santralının kömür tüketimi diğer enerji santrallerinden daha yüksektir. Değerler sırasıyla, kritik, süperkritik ve u süperkritik santrallerde MWh elektrik üretimi başına tüketilen 328, 318, 302 kg / s kömürdür. Şekil 5.12’de gösterilmiştir.



Şekil 5.12. 3 farklı santral tipinde 1 MWh üretim için gerekli kömür debileri

Üç durum için toplam ekserji verimi Şekil 5.13'de gösterilmiştir. Termik santrallerin enerjisi, sırasıyla, kritik, süperkritik ve ultra-süperkritik santral gibi üç farklı durumda sırasıyla %41,5, %42,1 ve %45,5 olarak belirlenmiştir. Genel enerji santrali verimliliği, bileşenlerin verimliliğinden ve kazan basınçlarını artırarak genel verimlilik artışından etkilenir. Enerji santralının enerji kayıpları ve ekserji kayıpları artsa da enerji kayıplarının ve ekserji kayıplarının yüzdesinin azalması, kazan basıncı arttığından dolayı genel verimliliğin artırılmasıyla sonuçlanmaktadır.



Şekil 5.13. Genel Santral enerji ve ekserji verimleri

Bu çalışmada, ultra-superkritik santalin enerji ve ekserji analizi ile u farklı gerçek enerji santralinin birbiriyle kıyaslaması yapılmıştır Dikkate alınan g döngüsünde, yoğuşturucuda maksimum enerji kaybı bulunmuştur ve giriş enerjisi çevreye kaybedilmiştir. Buna ek olarak, hesaplanan enerji verimliliği sırasıyla %41,5, %42,1 ve %45,5 kritik altı, süperkritik ve ultra-süperkritik olarak çıkmıştır. Öte yandan, santralin ekserji analizi, yoğuşturucudaki kayıp enerjinin düşük kaliteden dolayı termodinamik olarak önemsiz olduğunu göstermiştir. Ekserji verimi açısından, enerji santrallerinde ana ekserji verimliliği, sırasıyla %39,1, %40,8, %43,5 kritik altı, süperkritik ve ultra-süperkritik enerji santrali gibi u farklı durumda bulunmuştur. Son olarak, ana sonuç, termik santralin genel verimliliğinin, en yüksek kazan basıncına bağlı olarak ultra- süperkritik enerji santralinde olmasıdır.



KAYNAKLAR

- Al-bagawı, J., Energy and exergy analysis of power plant, King Fahd University of Petroleum and Minerals, Msc Thesis, Dhahran, 105, 1992.
- Aljundi, I. H., Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan, Applied thermal engineering, 29(2-3), 324-328, 2009.
- Amir, V. Improving steam power plant efficiency through exergy analysis: ambient temperature. In 2nd International Conference on Mechanical, Production and Automobile Engineering ICMPE , 209-212, April 2012.
- Amir, V., Vosough, S., Consideration the Important Factor to Power Plant Efficiency. Internatinal Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering, 2(9), 56-59, 2011.
- Barnes, I., Upgrading the Efficiency of the World's Coal Fleet to Reduce CO2 Emissions, Erişim adresi: <http://cornerstonemag.net/upgrading-the-efficiency-of-the-worlds-coal-fleet-to-reduce-co2-emissions>, Erişim Tarihi:25.08.2019
- Bilgili, M., Prediction of wind speed and wind power potential using artificial neural networks: PhD Thesis, ukurova University Institute Of Basic And Applied Sciences, 193, 2007.
- Borgnakke, C., Sonntag, R. E., Fundamentals of thermodynamics seventh edition, John Wiley and Sons, 894.
- Can, G. S., Smith, W. S. R., Second law efficiency of the rankine bottoming cycle of a combined cycle power plant, International Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 132, 1–10, 2010.
- Cengel, Y. A., Boles, M. A., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill, İstanbul, 867, 1996.
- Cengel, Y. A., Boles, M. A., Thermodynamics: An engineering approach fifth edition, McGraw-Hill, 881, 2006.
- Datta, A., Sengupta, S., Duttagupta, S., Exergy analysis of a coal-based 210MW thermal power plant, International Journal of Energy Research, 31, 14–28, 2007.
- Dincer, I., Hussain, M. M., Al-Zaharnah, I., Energy and exergy use in the utility sector of Saudi Arabia, Desalination, 169, 245-255, 2004.

- Dinçer, I., Rosen, M. A., Thermal energy storage; systems and applications, John Wiley and Sons, 599, 2011.
- Ehsan, A., Yılmazoglu, M. Z., Design and Exergy Analysis of a Thermal Power Plant Using Different Types of Turkish Lignite. International Journal of Thermodynamics, 14(3), 125-133, 2011.
- Erduranlı, P., Exergy analysis for power plant, Zonguldak Karaelmas University, The Institute of Science, Msc Thesis, Zonguldak, 85, 1997.
- Erkın, T., Bir termik santralin enerji ve ekserji analizi, Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Denizli, 99, 2006.
- Eskın, N., Gungor, A., Ozdemir, K., Thermodynamic analysis of a FBCC steam power plant, Energy Conversion and Management, 50, 2428-2438, 2009.
- EUAS, "2012 Yıllık Rapor" Erişim adresi: http://www.euas.gov.tr/apk%20daire%20baskanligi%20kitapligi/YILLIK_RAPOR_2012.pdf, Erişim Tarihi: 25.04.2019
- Ganapathy, T., Alagumurthi, N., Gakkhar, R. P., Murugesan, K., Exergy analysis of operating lignite fired thermal power plant, Journal of Engineering Science and Technology Review, 2(1), 123–130, 2009.
- Geredelioglu, Ç., Çayırhan termik santrali enerji ve ekserji analizi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İsparta, 122, 2011.
- Gianfrenesco, A.D., Materials for Ultra-Supercritical and Advanced Ultra-Supercritical Power Plants, Woodhead publishing series in energy, U.K, 2016.
- Habib, M.A., Zubair, S.M., Second law based thermodynamics analysis of reheat-rankine cycle power plants, Energy, 17, 295-301, 1992.
- Hasan H. E., Ali V. A., Burhanettın, A. D., Süleyman, H. S., Bahrı, S., Ismail, T., Cengiz, G., Selcuk, A., Comparative energetic and exergetic performance analyses for coal-fired thermal power plants in Turkey, International Journal of Thermal Sciences, 48, 2179–2186, 2009.
- IEA, "Energy Efficiency Policy Recommendations", <http://www.iea.org/publications/freepublications/#d.en.11747>, Erişim tarihi: 19.04.2019
- IEA, International Energy Agency, 2001. Energy policies of IEA countries, Turkey 2001 review. <http://www.iea.org/textbase/nppdf/free/2000/turkey2001.pdf>

- IEA (2011a)., Power Generation from Coal, Ongoing Developments and Outlook,International Energy Agency Information Paper.
- Kaushik, S.C., Reddy, V.S., Tyagi, S.K., Energy and exergy analyses of thermal power plants: A review , Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15, 1857-1872, 2011.
- Kaya, M., The determination of efficiency steam power cycle by exergy analysis, Celal Bayar University Soma Vocational School Technical Science reviews, 1(1), 2008.
- Kıameh, P., Power generation handbook first edition, McGraw-Hill, 560, 2002.
- Kocaekiz, B., Energy and efficiency analysis of a power plant, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İzmir, 89, 2010.
- Kosman W., The Influence of external cooling system on the performance of Supercritical steam turbine cycles, Archives of Thermodynamics, Silesian University of technology, Institute of Power Engineering and Turbomachinery, Gliwice, Poland, 31(3), 131-144, 2010.
- Klein M., Kral R. ve Wittchow E., BENSON Boilers-Experience in Nearly 1000 Plants and Innovative Design Promise Continuing Success, Siemens Power Journal, 1(96) , 2002.
- Kwambaı, B. C., Exergy analysis of Oklaria I power plant in Kenya, The United Nation University, Geothermal Training Programme, 5, 2005.
- Sanjay, M.D., Mehta, N. S., Easy method of exergy analysis for thermal power plant, International Journal of Advanced Engineering Research and Studies, 1, 245-247, 2012.
- Mborah, C., Gbadam E. K., On the Energy and Exergy Analysis of a 500 KW Steam Power Plant at Benso Oil Palm Plantation, Journal of Environmental and Earth Sciences, 2(4), 239-244, 2010.
- “MHPS, Mitsubishi Hitachi Power Systems” Erişim adresi: https://www.mhps.com/catalogue/pdf/steam_power_plants.pdf, Erişim Tarihi:25.08.2019.
- Moran, M. J., Mechanical engineering handbook, CRC pres, 2, 1999.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Fundamentals of engineering thermodynamics third edition, John Wiley and Sons, 859, 1995.

- Raja, A. K., Srivastava, A. P., Dwivedi, M., Power plant engineering, New Age International Ltd. Publishers, 470, 2006.
- Rashad, A., El-Maihy, A., Energy and exergy analysis of steam power plant in Egypt, 13th International Conference on Aerospace sciences and Aviation Technology, 2009.
- Ray, T. K., Datta, A., Gupta, A., Ganguly, R., Exergy-based performance analysis for proper O&M decisions in a steam power plant, Energy Conversion and Management, 51, 1333-1344, 2010.
- Reddt, B.V., Butcher, C.J., Second law analysis of a waste heat recovery based power generation system, International Journal of Heat and Mass Transfer, 50, 2355–2363, 2007.
- Regulagadda, P., Dinçer, I., Naterer, G. F., Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses, Applied Thermal Engineering, 30, 970-976, 2010.
- Restrepo, A., Miyake, R., Kleveston, F., Bazzo, E., Exergetic and environmental analysis of a pulverized coal power plant, Energy, 45, 195-202, 2012.
- Rosen, M. A., Energy- and exergy-based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants, International Journal of Exergy, 3,180–92, 2001.
- Rosen, M. A., Dinçer, I., Thermoeconomic analysis of power plants: an application to a coal fired electrical generating station, Energy Conversion and Management, 44, 2743-2761, 2003.
- Srinivas, T., Gupta A. V. S. S. K .S., REDDY, B. V., Performance simulation of 210MW natural gas fired combined cycle power plant, International Journal of Energy, Heat and Mass Transfer, 29, 61–82, 2007.
- Suresh, M. V. J. J., REDDY K. S., KOLAR, A., Energy and exergy analysis of thermal power plants based on advanced steam parameters, In: National conference on advances in energy research, India: IITB, 2006.
- Şahin, H.E., Aydın, M., Kritik-üstü tip bir buharlı güç santralının enerji ve ekserji analizi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 75-89, 2012.
- Şen, İ., An analysis on the second law of thermodynamics for steam cycle power plant, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Isparta, 123, 2006.

- Tontu, M., Şahin, B., Energy and exergy analysis of steam power plant, Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Adana, 79-86, 2013.
- TEIAS, '2017 yılı Türkiye kurulu gücünün yıllar itibariyle gelişimi, Kurulu Gücünün Birincil Enerji Kaynaklarına Göre Dağılımı' Erişim adresi: <https://www.teias.gov.tr/tr/i-kurulu-guc-0> Erişim tarihi:28.06.2019
- Turns, S. R., Thermodynamics concepts and applications first edition, Cambridge University Press, 736, 2006.
- Unal, F., Exergy analysis of a thermal power plant, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 91, 2009.
- Unver, U., Kılıç, M., Thermodynamic analysis of a combine power plant, Mühendis ve Makine, 46(545), 47-56, 2005.
- Yazıcı, H., Selbaş, R., Energy and exergy analysis of steam power plant, Selçuk University, Journal of technical online, 10(1),117-135, 2011.
- Yılmaz, A. O., and Uslu, T., Energy policies of Turkey during the period 1923-2003, Energy Policy, 35, 258-264, 2007.

ÖZGEÇMİŞ

1. Adı Soyadı : Muhammed Ali GÜMÜŞ
2. Doğum Tarihi : 01.04.1991
3. Unvanı : Makine Mühendisi
4. Öğrenim Durumu : Lisans

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Bitirme Yılı
Lisans	Makine Mühendisi	Yıldız Teknik	2015

5. Akademik Ünvanlar :
6. İş Tecrübesi :

Görev Unvanı	Görev Yeri	Yıl
Kontrol Odası Mühendisi	İSKEN TERMİK SANTRALİ	3

7. Yayınlar :
8. Yazılan uluslar arası kitaplar veya kitaplarda bölümler :
9. Ulusal hakemli dergilerde yayımlanan makaleler: Determination of Optimum Velocity for Various Nanofluids Flowing in a Double-Pipe Heat Exchanger
10. Ulusal bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında basılan bildiriler:
11. Diğer yayınlar :
12. Projeler :
13. Bilimsel Kuruluşlara Üyelikler:
14. Ödüller :