

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

BİR KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİN EKSERJİ ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Alper GÜNGÖR

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

HAZİRAN 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

BİR KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİN EKSERJİ ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Alper GÜNGÖR
(301091032)**

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Murat AYDIN (İTÜ)

HAZİRAN 2013

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301091032 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **ALPER GÜNGÖR**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**BİR KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİN EKSERJİ ANALİZİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Murat AYDIN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ahmet DURMAYAZ**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Erkan AYDER

İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **02 Mayıs 2013**
Savunma Tarihi : **05 Haziran 2013**

ÖNSÖZ

Öncelikle bu çalışmayı yapmam için beni cesaretlendiren ve tezimle ilgili konularda beni yönlendirip yardımlarını esirgemeyen Sayın Prof.Dr.Murat AYDIN'a ve ayrıca tez çalışmamın son halini alması sırasında değerli görüşleriyle büyük katkı sağlayan Sayın Prof.Dr. Ahmet DURMAYAZ'a saygılarımla teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmada kullanılan santral verilerinin sağlanmasında ve diğer teknik konularda ilgi ve yardımlarını esirgemeyen Kırıkkale Termik Santrali çalışanlarına içten teşekkürlerimi sunarım.

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

Mayıs 2013

Alper GÜNGÖR

Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Literatür Taraması	4
2. TEMEL KAVRAMLAR	7
2.1 Ekserji.....	7
2.2 Ölü hal	8
2.3 Ekserji Türleri	9
2.3.1 Kinetik ve Potansiyel Ekserjiler.....	9
2.3.2 Fiziksel Ekserji.....	10
2.3.3 Kimyasal Ekserji	10
2.4 Ekserji Transfer Mekanizmaları.....	12
2.4.1 Isıyla Ekserji Geçişi	12
2.4.2 İş ile Ekserji Geçişi	12
2.4.3 Kütle ile Ekserji Geçişi	12
2.4.4 Ekserji Dengesi	13
2.5 Ekserji Verimi ya da 2. Yasa Verimi	14
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	15
3.1 Kırıkkale Termik Santrali'nin Tanıtımı	15
3.1.1 Kuruluşun Üretim Kapasitesi Ve Kullandığı Hammaddeler	15
3.1.2 Santraldeki Ana Üniteler.....	17
3.1.3 Dizel Motorlar.....	17
3.1.3.1 Santraldeki Dizel Motorların Genel Özellikleri	17
3.1.4 AC Jeneratörler	18
3.1.5 Yardımcı Birimler	19
3.1.5.1 Yakıt Sistemi	19
3.1.5.2 Yağlama Yağı Sistemi	19
3.1.5.3 Soğutma Suyu Sistemi	20
3.1.5.4 Şarj Havası ve Egzoz Gazı Sistemi	20
3.1.6 Azottan Arındırma ve Sülfürden Arındırma Üniteleri.....	21
3.1.7 Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü	22
3.1.8 Buhar Türbini.....	22
3.2 Yöntem	25

3.2.1 Santral Noktalarındaki Entalpi ve Entropilerin Belirlenmesi	29
3.2.1.1 Yağlama Yağının Sabit Basıncındaki Özgül Isısının Hesaplanması	29
3.2.1.2 Egzoz Gazlarının Santral boyunca Entalpi ve Entropi Değerlerinin Hesaplanması	32
3.2.2 Santral Akımlarının Kimyasal Ekserjilerin Hesaplanması.....	36
3.2.2.1 Yakıt Kimyasal Ekserjisinin Hesaplanması	36
3.2.2.2 Egzoz Gazlarının Kimyasal Ekserjisinin Hesaplanması	37
3.2.2.3 Havanın Kimyasal Ekserjisinin Hesaplanması	38
3.2.2.4 Suyun Kimyasal Ekserjisinin Hesaplanması	39
3.2.3 Santralin Ekserji Analizinde Kullanılacak Denklemler	44
3.2.3.1 Dizel Motordaki (ENG) Ekserji Dengesi	44
3.2.3.2 Turbo Kompresörü (TC) ve Gaz Türbinindeki (GT) Ekserji Dengesi	45
3.2.3.3 Yüksek Sıcaklık Şarj Havası Soğutucusunda (HTCAC) Ekserji Dengesi	46
3.2.3.4 Düşük Sıcaklık Şarj Havası Soğutucusunda (LTCAC) Ekserji Dengesi	47
3.2.3.5 Yağlama Yağı Soğutucusunda (LOC) Ekserji Dengesi	47
3.2.3.6 Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratöründe (HRSG) Ekserji Dengesi	48
3.2.3.7 Buhar Türbininde (ST) Ekserji Dengesi	49
3.2.3.8 Kondenserde (CON) Ekserji Dengesi	50
3.2.3.9 Hava Soğutmalı Radyatördeki (AWR) Ekserji Dengesi	50
3.2.3.10 Azottan Arındırma Ünitesindeki (DeNO _x) Ekserji Dengesi	51
3.2.3.11 Sülfürden Arındırma Ünitesindeki (DeSO _x) Ekserji Dengesi	52
3.2.3.12 Pompalarda Ekserji Dengesi	52
4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	54
4.1 Sonuçlar.....	54
4.1.1 0°C Hava Koşulu için Elde Edilen Sonuçlar.....	56
4.1.2 30°C Hava Koşulu için Elde Edilen Sonuçlar.....	58
4.1.3 0°C ve 30°C Hava Koşullarında Elde Edilen Sonuçların Kıyaslanması...	60
4.1.4 Santralde Ekserji Analizi Sonuçlarının Genel Görünümü	62
4.2 Öneriler.....	66
4.2.1 Öneri 1: Motorlardaki Soğutma Sularının Soğuk Günlerde Sera Isıtması Amacıyla Kullanılması.....	66
4.2.1.1 Isı Değiştirici 1 için Hesaplar	67
4.2.1.2 Isı Değiştirici 2 için Hesaplar	67
4.2.1.3 Öneri 1 den Elde Edilebilecek Fayda	68
4.2.2 Öneri 2: Sıcak Günlerde Egzoz Gazlarının Soğutma Çevrimi Amacıyla Kullanılması	68
4.2.2.1 Soğutma Çevrimi Tasarım Değerleri ve Özellik Tablosunun Oluşturulması	70
4.2.2.2 Santralde Soğutma Çevrimi için Kullanılabilecek Enerjinin Hesabı	71
4.2.2.3 Soğutma Çevriminde Kütle Debilerinin Hesabı	71
4.2.2.4 Kondenserdeki Soğutma İhtiyacı	72
4.2.2.5 Absorberdeki Isıtma İhtiyacı	73
4.2.2.6 Evaporatördeki Soğutma Kapasitesi	73
4.2.2.7 Öneri 2 den Elde Edilebilecek Fayda	74
KAYNAKLAR.....	75
ÖZGEÇMİŞ.....	77

KISALTMALAR

AWR	: Hava Soğutmalı Radyatör
CON	: Kondenser
CT	: Soğutma Kulesi
DeNO_x	: Azottan Arındırma Ünitesi
DeSO_x	: Sülfürden Arındırma Ünitesi
ENG	: Dizel Motor
HRSG	: Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü
ID	: Isı Değiştirici
HTCAC	: Yüksek Sıcaklıkta Şarj Havası Soğutucusu
LOC	: Yağlama Yağı Soğutucusu
LTCAC	: Düşük Sıcaklıkta Şarj Havası Soğutucusu
P	: Pompa
TC	: Turbo Kompresörü
GT	: Gaz Türbini
ST	: Buhar Türbini

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3-1 : Hava sıcaklığı 0°C olduğunda santral ölçüm noktalarındaki sıcaklık, basınç ve debiler (1 dizel motor için).....	27
Çizelge 3-2 : Hava sıcaklığı 30°C olduğunda santral ölçüm noktalarındaki sıcaklık, basınç ve debiler (1 dizel motor için).....	28
Çizelge 3-3 : Santraldeki dizel motorların kataloglarında belirtilen yağlama yağı koşulları (Wartsila Corp., 2001).....	30
Çizelge 3-4 : Santraldeki dizel motorlar için önerilen yağ marka ve modelleri.....	30
Çizelge 3-5 : BP- ENERGOL IC-HFX model yağların genel özellikleri	31
Çizelge 3-6 : CASTROL TLX model yağların genel özellikleri.....	31
Çizelge 3-7 : Santral egzoz gazı analiz sonuçlarına göre gazların hacim oranları (%)	32
Çizelge 3-8 : 0°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının kısmi basınçları	33
Çizelge 3-9 : 30°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının kısmi basınçları	33
Çizelge 3-10 : 0°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının hesaplanan entalpileri..	34
Çizelge 3-11 : 30°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının hesaplanan entalpileri	34
Çizelge 3-12 : 0°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının hesaplanan entropileri .	35
Çizelge 3-13 : 30°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının hesaplanan entropileri	35
Çizelge 3-14 : Fuel-oil tiplerine göre yakıt içeriğindeki bileşenlerin kütle oranları .	36
Çizelge 3-15 : Model I (Ahrendts, 1980) e göre santraldeki maddelerin standart kimyasal ekserji değerleri	37
Çizelge 3-16 : 0°C Hava sıcaklığında kısmi basınçlar ve standart kimyasal ekserjiler	37
Çizelge 3-17 : 30°C Hava sıcaklığında kısmi basınçlar ve standart kimyasal ekserjiler.....	38
Çizelge 3-18 : Santralde hava sıcaklığı 0°C olduğunda ölçülen değerlere göre hesaplanan ekserji değerleri	40
Çizelge 3-19 : Santralde hava sıcaklığı 30°C olduğunda ölçülen değerlere göre hesaplanan ekserji değerleri	42
Çizelge 4-1 : Santraldeki ana ekipmanlar ve kullanılan kısaltmalar	55
Çizelge 4-2 : 0°C hava sıcaklığında santral bileşenlerindeki ekserji kayıplarının hesaplanması ve bileşenlerin 2. yasa verimleri	56
Çizelge 4-3 : 0°C hava sıcaklığında hesaplanan ekserji kayıplarının santral bileşenlerine dağılımı	57
Çizelge 4-4 : 30°C hava sıcaklığında santral bileşenlerindeki ekserji kayıplarının hesaplanması ve bileşenlerin 2. yasa verimleri	58
Çizelge 4-5 : 30°C hava sıcaklığında hesaplanan ekserji kayıplarının santral bileşenlerine dağılımı	59
Çizelge 4-6 : Hesaplanan ekserji kayıplarının 0°C ve 30°C hava sıcaklıkları için kıyaslanması.....	60
Çizelge 4-7 : 0°C ve 30°C hava sıcaklıkları için santral bileşenlerinin ikinci yasa verimlerinin kıyaslanması	61
Çizelge 4-8 : 0°C hava sıcaklığında santral bilançosu	63

Çizelge 4-9 : 30°C hava sıcaklığında santral bilançosu.....	64
Çizelge 4-10 : Soğutma çevrimi tasarım değerleri	70
Çizelge 4-11 : Soğutma çevrimindeki akımların termodinamik değerleri	70
Çizelge 4-12 : Jeneratör kısmında kullanılacak gaza ait termodinamik özellikler	71

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1: Kırıkkale Termik Santrali'nde kullanılan hammadelerin akış şeması	16
Şekil 3.2: Santralin motor dairesinden bir görünüm.....	18
Şekil 3.3: Turboşarj ünitesi ve şarj havası soğutucu.....	21
Şekil 3.4: Santralde egzoz gazlarının değerlendirildiği Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü (HRSG) sistemi	23
Şekil 3.5: Buhar türbini-kondenser detayı	24
Şekil 3.6: Santralin ana bileşenlerine sadeleştirilmiş gösterimi	26
Şekil 3.7: Dizel motor kontrol hacmi	44
Şekil 3.8: Turbo kompresörü ve gaz türbini kontrol hacmi.....	45
Şekil 3.9: Yüksek sıcaklık şarj havası soğutucusu kontrol hacmi.....	46
Şekil 3.10: Düşük sıcaklık şarj havası soğutucusu kontrol hacmi.....	47
Şekil 3.11: Yağlama yağı soğutucusu kontrol hacmi	47
Şekil 3.12: Isı geri kazanımlı buhar jeneratörü kontrol hacmi	48
Şekil 3.13: Buhar türbini kontrol hacmi	49
Şekil 3.14: Kondenser kontrol hacmi	50
Şekil 3.15: Hava soğutmalı radyatör kontrol hacmi	50
Şekil 3.16: Azottan arındırma ünitesi kontrol hacmi.....	51
Şekil 3.17: Sülfürden arındırma ünitesi kontrol hacmi.....	52
Şekil 3.18: Pompa kontrol hacimleri	52
Şekil 4.1: 0°C hava sıcaklığında hesaplanan ekserji kayıplarının santral bileşenlerine dağılımı	57
Şekil 4.2: 30°C hava sıcaklığında hesaplanan ekserji kayıplarının santral bileşenlerine dağılımı	59
Şekil 4.3: Hesaplanan ekserji kayıplarının 0°C ve 30°C hava sıcaklıkları için kıyaslanması.....	60
Şekil 4.4: 0°C ve 30°C hava sıcaklıkları için santral bileşenlerinin ikinci yasa verimlerinin kıyaslanması	61
Şekil 4.5: 0°C hava sıcaklığında santral bilançosu.....	63
Şekil 4.6: 30°C hava sıcaklığında santral bilançosu.....	64
Şekil 4.7: Öneri 1 için sistem tasarımı.....	67
Şekil 4.8: Öneri 2 için sistem tasarımı.....	69

SEMBOL LİSTESİ

\dot{W}	: Birim Zamandaki İş, (kW)
\dot{Q}	: Birim Zamandaki Isı Geçişi, (kW)
\dot{E}	: Birim Zamandaki Toplam Enerji, (kW)
e	: Birim Kütle için Enerji, (kJ/kg)
\dot{E}_x	: Birim Zamandaki Toplam Ekserji, (kW)
e_x	: Birim Kütle İçin Ekserji, (kJ/kg)
T	: Sıcaklık, (K)
T_0	: Çevre (Ölü Hal) Sıcaklığı, (K)
P	: Basınç, (bar)
P_0	: Çevre (Ölü Hal) Basıncı, (K)
d	: Yoğunluk, (kg/m ³)
V	: Akış Yönünde Ortalama Hız, (m/s)
z	: Yükseklik, (m)
g	: Yerçekimi İvmesi, (m/s ²)
h	: Entalpi, (kJ/kg)
h_0	: Çevre (Ölü Hal) Entalpisi, (kJ/kg)
s	: Entropi, (kJ/kg.K)
s_0	: Çevre (Ölü Hal) Entropisi, (kJ/kg.K)
C_p	: Sabit Basınçta Özgül Isı (kJ/kg.K)
\dot{m}	: Kütleli Debi, (kg/s)
\dot{v}	: Hacimsel Debi (m ³ /s)
\dot{n}	: Molar Debi (kmol/s)
M	: Molar Ağırlık (kg/kmol)
x	: Kısmi Basınç Değeri (bar)
R	: Gaz Sabiti (kJ/kg.K)
η	: Isıl Verim
ε	: İkinci Yasa Verimi
COP	: Soğutma Performans Katsayısı
LHV	: Yakıt Alt Isıl Değeri, (kJ/kg)
β	: Yakıt Ekserjisinin Isıl Değere Oranı
y	: Kütleli Oran
λ	: Dolaşım Oranı

Alt İndisler

O	: ölü hal
s	: motor şaftı

<i>t</i>	: türbin şaftı
<i>g</i>	: giren
<i>ç</i>	: çıkan
<i>yık</i>	: yıkılan/yıkım
<i>fk</i>	: fakir karışım
<i>zk</i>	: zengin karışım
<i>kh</i>	: kontrol hacmi
<i>y</i>	: yararlı
<i>tr</i>	: tersinir
<i>h</i>	: sıcak
<i>c</i>	: soğuk
<i>F</i>	: yakıt
<i>P</i>	: pompa
<i>J</i>	: jeneratör
<i>C</i>	: kondenser
<i>E</i>	: evaporatör
<i>A</i>	: absorber

Üst İndisler

<i>P</i>	: Potansiyel
<i>K</i>	: Kinetik
<i>CH</i>	: Kimyasal
<i>PH</i>	: Fiziksel
<i>T</i>	: Toplam

BİR KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALİN EKSERJİ ANALİZİ

ÖZET

Gün geçtikçe artan dünya nüfusu, sanayileşme ve şehirleşmeyle birlikte enerji ihtiyacı gitgide artmaktadır. Yapılan projeksiyonlarda daha da artacağı öngörülmektedir. Bununla birlikte klasik birincil enerji kaynaklarının da tükenmekte olduğu bir gerçektir. Bu nedenle ülkeler enerji ihtiyaçlarını karşılamak ve kendi arz güvenliklerini sağlamak için enerji politikalarını oluşturmaktadır. Alternatif enerji kaynaklarının bulunması arayışları sürerken, mevcut enerjinin de verimli şekilde eldesi ve kullanımı konusu artık büyük önem arz etmektedir. Bu konuda tüm dünyada düzenlemeler ve kanun çalışmaları yapılmaktadır.

Enerjinin kaynağından elde edilmesi, başka bir enerji formuna dönüştürülmesi ve ihtiyaç noktasına iletilmesi aşamalarındaki tüm proseslerin analizi mevcut enerjinin verimli değerlendirilmesi açısından önemlidir. Bu analizlerde görev bilim insanları ve mühendislere düşmektedir. Enerjiyi tüm yönleriyle ele alan bilim dalı ise termodinamiktir. Termodinamikte iki temel analiz yöntemi kullanılır. Termodinamiğin Birinci Kanunu'nu temel alan enerji analizi ile sistemlerin genel bilançosu oluşturulabilirken, Termodinamiğin İkinci Kanunu'na göre yapılan ekserji analizinde sistemlerdeki ekserji kayıplarının miktarı ve yerleri belirlenebilir. Ekserji analizi nicelikten çok enerjinin niteliğiyle ilgilidir ve sistem bileşenleri ya da proseslerde geliştirilmesi gereken noktaların belirlenmesi için bir araç olabilir. Bununla birlikte ekserji analizi ile sistemlerin çevreyle olan ilişkisi ve ekonomik optimizasyonu gibi konular da irdelenebilir. Tüm bu yönleri ile ekserji analizi sistemlerin daha gerçekçi bir değerlendirmesini yapma olanağı sunmaktadır.

Bu tez çalışmasında bir dizel motorlu kombine çevrim santralının ekserji analizi yapılmıştır. Bunun için 13 dizel motordan ve bir buhar türbininden oluşan bir kombine çevrim santral, temel bileşenlerine indirgenerek bu bileşenlerin giriş ve çıkış noktalarında iki farklı hava sıcaklığında ölçülen sıcaklık, basınç ve debi değerleri kullanılmıştır. Bu değerler vasıtasıyla termodinamik özellikler, termodinamik özellikler vasıtasıyla da akımların ekserji değerleri hesaplanmıştır. Akım noktalarındaki ekserji değerleri, bileşenler için türetilmiş ekserji dengesi ve verim denklemlerinde yerine konarak ekserji kayıpları ve ikinci kanun verimleri hesaplanmıştır.

Buna göre en yüksek ekserji yıkımının bileşenler için hesaplanan tüm kayıpların %70'i ile dizel motorlarda olduğu, 2. en yüksek kaybın yaklaşık %7'si ile turbo kompresöründe, 3. en yüksek kaybın ise yaklaşık %6'sı ile sülfürden arındırma ünitesinde olduğu hesaplanmıştır. 30°C hava sıcaklığında, 0°C hava sıcaklığındaki duruma göre ekserji kayıplarının arttığı bununla birlikte motorlarda ve buhar türbininde üretilen net işin de arttığı görülmüştür.

Santrale giren birim yakıt ekserjisinin %43-44'ünün güç üretiminde kullanıldığı, %44-46'sının motor bloğu ve ona bağlı ekipmanlarda tüketildiği, bu tüketimin en yüksek oranda, toplam yakıt ekserjisinin yaklaşık %35'i ile motorlarda gerçekleştiği

hesaplanmıştır. Yakıt ekserjisinin %3'ünün buhar çevrimindeki ekipmanlarda, %5'inin egzoz arındırma bölümlerinde, kalan %2-4'ünün ise bu çalışmada ihmal edilen diğer ekipmanlarda kaybedildiği değerlendirilmiştir.

Son olarak santralde atık ısıların değerlendirilmesi için soğuk günler ve sıcak günler için 2 öneride bulunularak bu öneriler çeşitli hesaplarla kabaca tartışılmıştır.

EXERGY ANALYSIS OF A COMBINED CYCLE PLANT

SUMMARY

In our world today, industrialization and urbanization boosted by increasing world population result in an increasing demand for energy. The modern life we live in our cities whatever we do is highly dependent on energy sources. We need energy to run our everyday machines, to run our cars, to light up and to heat or cool the space we live, to cook our food etc. The most basic human needs are met thanks to energy that is brought to wherever we need it. But of course there is always a price to pay and even if you can pay for whatever you consume, there is also a limit to energy supply. The majority of primary sources for energy are not infinite. That's why we have to produce and use our energy cleverly.

Since industrial revolution the techniques used in manufacturing and other industrial processes diverted from labour dependent to technology dependent techniques. That in turn also meant more energy use and more demand for energy in industry. Also it bred new areas for research. The devices, machines, vehicles etc. that we use and even our living places are supposed to be smart when it comes to consuming the energy input, in order to decrease the costs of energy consumption. The procedures throughout the production or harvesting of energy from its sources to converting it in a useful form and finally transporting it to where it will be used are also important areas of interest which are directly effecting the costs of energy. Therefore the processes through these steps have to be investigated by engineers and scientists to get the most of available energy and transfer the most of it.

The governments and global organizations today are also in search for efficient ways for production and consumption of energy. They form regulations and enact laws especially for efficient consumption of energy. The products are labeled in accordance to their level of specific energy consumption and it is aimed to establish a conscience on the consumer for what to buy. Furthermore the investments on alternative energy sources and most importantly on renewable ones if possible, are encouraged. Energy policies of the countries today play an important role on their politics whereas the increasing level of energy consumption is an indicator that the country is developing. With an increasing rate of growth comes the deficit between an increasing energy demand and a stable supply. That unplanned growth causes the countries to be foreign dependent in terms of energy supply which is not a favorable situation. Therefore governments try to make the most of their energy, use it in the most efficient way and plan their future according to the projections foreseen.

To sum up this part we can claim that producing and consuming energy in an efficient way is a goal that both the political figures and scientific figures especially engineers are expected to reach. Although the studies possible on this particular area are very diverse, broadly thermodynamics is the branch of science that covers all aspects of energy, its transformation and relationships among the properties of matter. In order to improve a system or increase efficiency of it, one needs to analyze and understand the mechanisms of energy and detect the components of a system where improvements should be made and thermodynamics is the tool for it.

In thermodynamics, there are two possible ways to analyze a system; Energy Analysis and Exergy Analysis. Formerly named as *availability* by J.Gibbs, exergy can be defined as the maximum useful work that can be done by the system interacting with a reference environment. Energy Analysis is performed based on The First Law of Thermodynamics and it shows an outlook of the system whereas Exergy Analysis is performed based on The Second Law of Thermodynamics and it clearly identifies the possibilities of efficiency improvements and reductions in thermodynamic losses and their spots of action. Exergy Analysis can also identify the environmental benefits and economics of energy technologies better than Energy Analysis. Exergy analysis can evaluate quantitatively the causes and locations of the thermodynamic imperfections in the energy system. Thus, exergy has an important role to play in increasing utilization of clean energy and technologies.

In this thesis, exergy analysis is performed to an actual combined power plant. The plant is composed of 13 diesel engines and a steam turbine. During power production 2 engines are kept shut down as spares and 11 engines are run. Engines mainly run on heavy fuel oil (Fuel Oil No:6) and they have the option to run on diesel fuel for start up situations. The engines are directly coupled to generators and each engine has a capacity to generate 11 MW of electricity. The steam turbine uses the steam produced at 4 Heat Recovery Steam Generator (HRSG) units by using the waste heat rejected by 11 engines via exhaust channels and it has the capacity to generate 10 MW of electricity as well. Totally the plant capacity sums up to 130 MW of power. The engines have turbochargers using the exhaust pressure and temperature to pressurize and thus increase the volumetric efficiency of the charge air entering the cylinders. There are two cooling cycles at each engine which cools down the engine block and the compressed charge air and thus increase its volumetric efficiency once again. There are radiators outside the engine room which in turn cools down the cooling water blowing air on it at each cycle and so the cooling cycle operates. The plant has 4 Denitrification Units and a Desulfurization Unit to clean up the exhaust gases and reduce harmful emissions. The exhaust gases leaving the gas turbine enters Denitrification Units and its followed by the HRSGs and finally they are processed once again in Desulfurization unit before they are released to air. The steam cycle can be approximated as a Simple Rankine Cycle and the steam generated at HRSGs enter the Steam Turbine and the Condenser respectively. The plant has a cooling tower to condense the steam at the condenser. The condensed water is pumped back in HRSGs again.

In order to analyze the plant, the plant is simplified to its main components and actual values measured for the streams entering and leaving the corresponding components are utilized while the plant is operating at full load at two different weather conditions; at 0°C to represent the winter days and at 30°C to represent the summer days.

First of all the thermodynamic properties of streams are defined to form a table representing the energy and exergy contents of them. Since there are mainly 5 different types of matter namely; fuel-oil, air, exhaust gases, lubrication oil and water operating in the plant, different methods to calculate the enthalpy and entropy of the streams are used. Also the specific chemical exergies of these matters are calculated. Then a table is formed showing streams' flow exergies.

The exergies calculated are put into equations derived for plant components using the equations of exergy balance and second law efficiency. All calculations are made for one diesel engine only by dividing mass flow rates of other streams by 11 which are not related to engines. This way the exergy destructions and second law efficiencies are calculated for plant components. The calculated values are presented again by tables and graphs. The comparisons of components to other components in terms of exergy destructions and second law efficiencies and also comparisons of components and the plant performances for two different weather conditions 0°C and 30°C are made. The results taken are discussed and their interpretations are made.

According to the results, engines are where the most of the exergy destructions occur with 70% of all the exergy destructions calculated. That is reasonable since there are a lot of irreversibilities at the engine due to combustion of fuel and mechanical frictions within the engine block. The second component where most of the exergy destroyed is found to be The Turbo Compressor with 7% of all the exergy destructions calculated and the third component is Desulfurization Unit with 6% of all the exergy destructions calculated. Another important result is although in comparison to 0°C, the total exergy destruction of the plant is higher at 30°C however the net work output of the engine and steam turbine is also higher.

According to the results, it is calculated that 43-44% of fuel exergy input into plant is used in power production and 44-46% of that input is destroyed in engine block and components related to engine block. The 35% of all fuel exergy input is destroyed in engine which is where the most of the destruction occurs. 3% of fuel exergy input is destroyed in equipments related to steam cycle, 5% of it is destroyed in exhaust gas treatment equipments and 2-4% of it is destroyed in other equipments ignored in this study.

Finally two possible recommendations for winter and summer times are made and discussed with calculations. The recommendations made aims to establish cogeneration within the plant by using the waste heat carried by charge air cooling water cycles and exhaust gases before the Desulfurization Unit entrance. The heat taken out of the plant by cooling waters can be transferred to a greenhouse to heat the room inside and in summer times the exhaust gases can be cooled down a little bit more before the desulfurization process and that heat can be used for cooling. Both recommendations are discussed by basic calculations but feasibility of their practice is still unknown since there would be so many factors effecting the system performances and thermoeconomical analysis of their implementations are another profound subjects of study.

1. GİRİŞ

Günümüzde tüm dünyada enerji ihtiyacı nüfus artışı, kentsel gelişim ve sanayileşme ile birlikte artış göstermektedir. Artan dünya nüfusu, teknolojik gelişmeler ile hayatımızı kolaylaştıran pek çok makine ya da cihaz ile gündelik hayatımızda enerji kullanımının artması ve endüstriyel işletmelerde emek-yoğun yerine kısa sürede ve teknoloji-yoğun üretim tekniklerinin ön plana çıkmasıyla sanayide enerji ihtiyacının artması gibi nedenlerle enerji talebi tüm dünyada gitgide artmıştır. Ayrıca tüm projeksiyonlarda talebin daha da artacağı değerlendirilmektedir. Enerji talebindeki bu artış trendi arz güvenliğinin sağlanabilmesi ihtiyacını doğurmaktadır. Arz güvenliğinin sağlanabilmesi için ise yeni enerji politikaları oluşturulması ve yeni teknolojilerin geliştirilmesi gerekmektedir. Klasik birincil enerji kaynaklarının günden güne tükenmekte olması enerjinin sürdürülebilirliği açısından alternatif enerji kaynaklarının enerji dönüşüm sistemlerindeki payının artırılmasının ve mevcut kaynakların ise daha verimli bir şekilde kullanılmasının gerekliliğini doğurmaktadır.

Enerji politikaları sanayi devriminden bu yana dünya siyasetinde önemli yer tutmuştur. Ülkeler enerjide dışa bağımlılıklarını azaltmak ve yerel/bölgesel arz güvenliğini sağlayabilmek adına alternatif enerji kaynakları arayışları içine girerek bunlardan ekonomik uygulanabilir olanlardan faydalanmaya başlamışlardır. Bununla birlikte mevcut enerji kaynaklarından maksimum faydayı sağlayabilmek ve enerjiyi minimum tüketmek üzerine politikalar oluşturmaya başlamışlardır. Örneğin Avrupa Birliği enerji politikalarını yönetebilmek adına 2006 yılında Enerji Verimliliği Eylem Planı'nı sunmuştur. Daha sonra 2007 yılında sunduğu ve enerji verimliliğinin ön plana çıkarıldığı Enerji ve İklim Değişikliği Aksiyon Planı'nda belirttiği rakamlara göre AB toplam enerji tüketiminin %50'sini teşkil eden AB enerji ithal bağımlılığının 2030 yılında %65'e ulaşacağını, doğal gaz ithalatına olan bağımlılığının 2030 yılında %57'den %84'e ulaşacağını, petrolde de %82'den %93'e ulaşacağını öngörmüştür. Bu nedenle üye ülkelerden 2009 yılına kadar Enerji Verimliliği Eylem Planları'nı sunmaları istenmiştir. AB'nin ülkelerden gelen

raporlarla almayı öngördüğü önlemlerin, 2030 yılında doğal gaz ve petrol ithalatını %20 azaltarak enerji güvenliğine katkıda bulunacağı beklenmiştir. (EC, 2007)

Ülkemizde de 2004 yılında başlayan Enerji Verimliliği Stratejisi kapsamında 2007 yılında çıkarılan Enerji Verimliliği Kanunu ve 2008 yılında çıkarılan yönetmeliklerle enerjinin verimli kullanılması adına önlemler alınmıştır. Türkiye’de bilim politikalarına yön verme amacını güden TÜBİTAK Kurumu da Aralık 2011 yılında hazırladığı Ulusal Enerji Ar-Ge ve Yenilik Stratejisi raporunda enerji verimliliği konusunu ülkemizde üzerinde çalışılması gereken öncelikli alanlardan birisi olarak değerlendirmiştir. (TÜBİTAK, 2011)

Görüldüğü üzere enerjinin verimli kullanılması ve enerji kaynaklarından maksimum fayda sağlanması, hem politikacıların hem de bu politikaların teknolojik gelişmeler ile daha kolay uygulanabilir olması için bilim insanlarının özveriyle çalışmasını gerektirecek bir konudur.

Enerjinin verimli kullanılması için, enerjinin kaynaklarından toplanması, toplanan enerjinin maksimum verimle kullanılması ya da başka bir enerji formuna dönüştürülerek iletilmesi ve nihai noktada kullanılması işlemlerinde rol alan sistemlerin incelenerek enerji kayıplarının azaltılması yönünde önlemler alınması ya da bu sistemlerde geliştirilme potansiyeli aranması gerekmektedir. Bu noktada termodinamik kanunlarından faydalanılarak sistem analizleri yapılır. Bu analizlerden Termodinamiğin Birinci Kanunu’na göre yapılan enerji analizleri enerjinin niceliğiyle ilgilidir. Enerji analizi vasıtasıyla eldeki enerjinin sistem bileşenlerinde kullanılan ve kullanılmayan miktarlarını belirlemek mümkündür. Ancak bu analizlerde tersinmezlikleri hesaplamak mümkün değildir. Diğer bir analiz yöntemi Termodinamiğin İkinci Kanunu’na göre yapılan ekserji analizidir ve enerjinin niteliğiyle ilgilidir. Ekserji analiziyle sistem bileşenlerindeki tersinmezliklerin yani geri döndürülemeyecek enerjinin miktarları da hesaplanarak hangi bileşenlerin geliştirilmesi gerekeceği konusunda fikir edinilebilir. Ekserji analizi sistemlerin gerçek bilançosunu ortaya koymak açısından daha doğru sonuçlar verdiği için önemli bir analiz yöntemidir ve son yıllarda konu ve uygulamaları üzerinde çok çalışma yapılmaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Ekserji bir enerji kaynağından elde edilebilecek faydalı enerji miktarı ya da o enerjinin iş yapabilme potansiyeli olarak tanımlanabilir. 1873 yılında J.W.Gibbs tarafından “kullanılabilir enerji” olarak ortaya atılan kavram daha sonra 1956 yılında Z.Rant tarafından “ekserji” olarak adlandırılarak literatürde yerini almıştır. Ekserji analizinin önemi anlaşıldıktan sonra son yıllarda ekserji analizi çeşitli proses ve sistemlere uygulanarak pek çok çalışma yapılmıştır. Daha sonra bu analizler ekonomik analizlerle kombine edilerek ekserji tabanlı ekonomik analiz çalışmaları yapılmıştır. Bu analizlerden yola çıkarak ise optimizasyon çalışmaları kuvvetlendirilmiş, sistemlerden hem yüksek verimle hem de en ekonomik şekilde faydalanmanın yolları aranmıştır. Ancak bu çalışmaların temelini yine ekserji analizi oluşturmuştur.

Bu çalışmada dizel güçlü ve kojenerasyonlu bir termik santralin ekserji analizi yapılarak santral bileşenlerindeki ekserji kayıpları ve bileşenlerin ekserji verimleri hesaplanarak hangi bileşenler ya da proseslerde ekserji kayıplarının ne miktarlarda olduğunun ortaya konulması amaçlanmıştır. Böylece benzer prensiplerle kurulacak termik santraller için fikir verebilecek bir çalışma olması öngörülmüştür. Bu analizlere ek olarak santralde enerjiden daha yüksek oranda faydalanmak adına yapılabileceklerin tespit edilmesi amaçlanmıştır. Bunun için Kırıkkale Hacılar ilçesinde bulunan Kırıkkale Termik Santrali temel bileşenlerine sadeleştirilerek analiz edilmiştir. Analizlerde santrale ait ve santral tam kapasite ile çalışırken kış koşulları (0°C) ve yaz koşullarında (30°C) ölçülmüş değerler kullanılmıştır. Öncelikle bu değerlerden (sıcaklık, basınç vb.) yola çıkarak santral düğüm noktalarındaki termodinamik özellikler hesaplanmıştır. Sonra bu özellikler termodinamik denklemlerde yerine konularak akımların enerji ve ekserji değerleri hesaplanmış, daha sonra bu enerji ve ekserji değerleri ekserji denklemlerinde yerine koyularak da sistemdeki ana ünitelerdeki ekserji kayıpları ve bu bileşenlerin ikinci yasa verimleri hesaplanmıştır. Son bölümde ise santraldeki atık ısı kaynaklarının değerlendirilmesi adına önerilerde bulunulmuş, bu öneriler çeşitli hesaplarla tartışılmıştır.

1.2 Literatür Taraması

Literatürde ekserji kavramı ve önemi anlaşıldıktan sonra termodinamik sistemlerin enerji ve ekserji analizleri üzerine pek çok kitap yazılmış, yayın ve çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda enerji ve ekserji analizlerinin temelleri ortaya konmuş, prosesler, sistemler ve sistem bileşenlerine uygulamaları incelenmiş, tasarlanacak proses ve sistemler için ya da yapılacak diğer çalışmalar için yol gösterici olmaları amaçlanmıştır. Bu tez çalışması kapsamında çeşitli şekillerde incelenerek faydalanılan kitaplar, makaleler vb. yayınlar aşağıda içerikleri özetlenerek verilmiştir;

Çengel ve Boles (2007), “*Thermodynamics An Engineering Approach*” adlı kitaplarında, temel termodinamik konuları ve bu bağlamda ekserji konusunu oldukça kapsamlı şekilde işlemişler, kitap içeriğini anlaşılır örneklerle destekleyerek ekserji konusunda oldukça faydalı bir esere imza atmışlardır.

Szargut (2005), “*Exergy Method, Technical and Ecological Applications*” isimli kitabında, çeşitli maddelerin kimyasal ekserjilerinin hesaplanması, ekserjinin ekonomik analiz uygulamaları ve ekserji kayıplarının azaltılması için pratik yöntemleri işlemiştir. Bununla birlikte, yazar sistemlerde ürünlerin hammaddeden son haline gelene kadar proseslerde tüketilen ekserjileri toplayarak “*kümülatif ekserji tüketimi*” olarak adlandırdığı yeni bir kavramı tanımlamıştır.

Dinçer ve Rosen (2007), “*Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*” isimli kitaplarında temel ekserji analizi kurallarını işledikten sonra termik santraller ve kojenerasyon konularını da içeren farklı sistem ve işlemler için detaylı ekserji analizleri sunmuşlardır. Kitapta ekserji ile yaşam döngüsü analizi ekserji tabanlı ekonomik analiz, ekserjinin endüstri ve çevre ile ilişkisi ve ekserjinin geleceği konuları da işlenmiştir.

Baukal (2000) , “*Heat Transfer in Industrial Combustion*” adlı kitabında yanma konusunu içeren endüstriyel prosesler, bu proseslerde kullanılan enerji kaynakları ve sistem bileşenlerini, bu bileşenlerdeki ısı transferi mekanizmalarını, proses parametreleri ve ölçüm teknikleri ile düşük, orta ve yüksek sıcaklık uygulama örneklerini konu edinmiştir.

Incropera ve diğerleri (2007) “*Fundamentals of Heat and Mass Transfer*” adlı kitaplarında ısı transferi mekanizmaları ve ısı transferinin gerçekleştiği ekipmanlar

ile bu ekipmanlar özelinde termodinamik bağıntıların çıkarımı konularını işlemişlerdir. Ayrıca kütle geçişi konusunda temel seviyede bilgiler vermişlerdir.

Bayrak ve Güngör (2011) çalışmalarında bir tekstil fabrikasını besleyen toplam 11,52 MW kapasiteli dizel motorlu kojenerasyon sisteminin ekserji analizini yapmışlar, tesise giren yakıt enerjisinin %39,86'sının elektrik enerjisine dönüştürüldüğünü, %8'inin buhar üretimi, %1,26'sının sıcak su üretimi için kullanıldığını, kalan %50,88 lik kısmın ise ekserji kayıplarını temsil ettiğini hesaplamışlardır. Sistemde en büyük ekserji kaybının dizel motorlarda gerçekleştiğini tespit etmişlerdir.

Yıldırım ve Güngör (2012) daha sonra Bayrak ve Güngör (2010) tarafından ekserji analizi yapılan tesisin özgül ekserji maliyeti analizi (SPECO) yöntemini kullanarak ekserji tabanlı ekonomik analizini yapmışlar, santraldeki elektrik üretiminin birim ekserji maliyetinin 4,48 \$/GJ olduğunu hesaplamışlardır.

Pandiyarajan ve diğerleri (2011) yaptıkları çalışmalarında dizel motorların egzoz gazlarından çıkan kullanılabilir atık ısı miktarlarını ve bunların enerji ve ekserji değerlerini motorlar için 4 farklı yük kademesinde incelemişlerdir. Bunun için kurdukları deney düzeneğinde termokupllar ve bir termal ısı depolama düzeneği kullanmışlardır. Gazların ekserji verimliliğinin enerji verimliliklerinden düşük olduğunu ancak motorlar tam yüke yaklaştıkça aradaki farkın azaldığını gözlemlemişlerdir.

Ehyaie ve diğerleri (2012) yaptıkları çalışmalarında dizel motorların binaların elektrik, ısı ve soğutma ihtiyaçlarını karşılamak için kullanılabilirliğini araştırmışlar, bunun için Tahran'daki 10 katlı ve 40 daireli bir binayı model olarak yaz ve kış ayları için ayrı ayrı tasarımın ekserji ve ekonomi analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Böyle bir tesiste ortalama elektrik maliyetinin 0,05 \$/kWh olacağını hesaplamışlardır.

Mert ve diğerleri (2012) çalışmalarında Ereğli Demir Çelik Fabrikası dahilinde enerji üretmek için kullanılan doğalgazlı gaz türbinli bir kojenerasyon tesisinin ekserji tabanlı ekonomik analizini yapmışlardır. Tesiste en yüksek ekserji kaybının yanma odasında olduğu ve burada sistemin performansı açısından geliştirme potansiyeli olduğunu, sistemdeki en yüksek verime sahip bileşenin gaz türbini olduğunu ve en az ekserji kaybının gaz türbininde olduğunu belirtmişlerdir.

Carvalho ve diğerleri (2013) içten yanmalı motorlar içeren kojenerasyon tesislerine motor verilerini anlık ölçerek uygun parametrelerde çalışmasını sağlayacak proses

simulatörü yazılımının entegre edilmesinin motor ve tesis performansına etkilerini incelemişlerdir. Bu optimizasyon çalışmasında 2 içten yanmalı motor içeren bir kojenerasyon tesisi için yazdıkları kodları kullanamışlar ve tesisin ekserji veriminde %2-3 aralığında bir artış olduğunu gözlemlemişlerdir.

Costa ve diğerleri (2012) yaptıkları çalışmalarında 2 farklı yakıt ile çalışabilen bir dizel motorun enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Motorun 10 kW-150 kW aralığında çeşitli güçlerde ve tek başına dizel ya da dizel doğalgaz karışımı yakıtla ayrı ayrı çalışması durumlarındaki performansları incelenmiştir. Motor gücü 10-150 kW aralığında kademeli olarak artırılırken ekserji verimlerinin, dizel yakıtla çalışırken %14,6-35,4 aralığında, karışım yakıtla çalışırken ise %9,57-52,38 aralığında değiştiğini gözlemlemişlerdir. Yüksek güçte karışım yakıtla daha iyi sonuçlar alındığını gözlemlemişlerdir.

Kanoğlu ve diğerleri (2005) çalışmalarında toplam kurulu gücü 120 MW olan kojenerasyonlu bir dizel termik santralin ekserji analizini yapmışlar, santralin ekserji verimini %47 olarak hesaplamış, santralde en yüksek ekserji kaybının toplam ekserji kayıplarının %57'si ile motorlarda gerçekleştiğini, ikinci en büyük ekserji kaybı kaynağının ise Azottan Arındırma Ünitesi olduğunu hesaplamışlardır.

Abuşoğlu ve Kanoğlu (2009) daha sonra bu tesiste optimizasyon çalışması yaparak buradan elde edilen sonuçlarla en uygun şartlarda tesisin üretim maliyetlerini hesaplamışlardır. Tesisin mevcut halde elektrik üretimi için birim maliyeti 0,089 \$/kWh iken optimize edildiğinde 0,067 \$/kWh olacağını, buhar için mevcut maliyeti 0,0522 \$/kg iken optimize edildiğinde 0,045 \$/kg olacağını hesaplamışlardır.

2. TEMEL KAVRAMLAR

2.1 Ekserji

Termodinamik süreçlerde ekserji; referans çevreyle denge haline gelirken, bir sistemde madde veya enerji akışıyla üretilebilecek maksimum miktardaki iş olarak tanımlanır. Ekserji, referans çevreye göre tamamen termodinamik dengede olmamanın sonucu olarak, değişime neden olan akış ya da sistemin potansiyelinin bir ölçüsüdür. Ekserji sistemde her zaman mevcuttur, negatif olamaz, muhafaza edilemez ancak dönüşümler sırasında yıkımı gerçekleşebilir. Enerjiden farklı olarak, ekserji; korunmaz (ideal veya tersinir prosesler hariç olmak üzere). Ekserji daha çok, gerçek süreçlerde tersinmezlikler nedeniyle, tüketilir ya da yok edilir. Bir süreç boyunca ekserji tüketimi, prosesle ilişkili tersinmezlikler nedeniyle üretilen entropiyle orantılıdır.

Enerji geleneksel olarak bir sistemin ya da cismin iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanmıştır. Oysa bu tanım kısmen doğrudur. Sistemlerde enerjinin başka bir enerji formuna dönüşerek iş yapan kullanılabilir kısmının yanında, bu yetenekten yoksun olan ve başka enerji formlarına dönüştürülemeyecek kısmı da söz konusudur. Bu enerjiye kullanılamaz enerji ya da anerji denir. Dolayısıyla enerjinin formül tanımı;

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

şeklinde yapılmalıdır.

Termodinamiğin 1. Kanununa göre tüm termodinamik proseslerde Ekserji ve Anerjinin toplam değeri Enerji sabit kalırken, Termodinamiğin 2. Kanununa göre Ekserji değeri tersinir proseslerde sabitken, tersinmez süreçlerde tüketilir ve bir kısmı ya da tamamı anerjiye dönüşür.

Termodinamiğin ikinci kanunu, termodinamik hal değişimlerinin hangi yönde gerçekleşebileceklerini belirler ve enerjinin niceliği yanında niteliği de olduğunu vurgular. Enerjinin niteliğini korumak mühendislerin başlıca tasalarından biridir. Bir

enerji kaynağının işe dönüşme potansiyeli bulunan faydalı kısmını ifade eden ekserji olgusu bu niteliğin ölçüsü durumundadır ve yukarıda da ifade edildiği üzere ekserji tahrip edilebilir ve bu tahribat sistem içindeki tersinmezliklerin sonucudur.

Termodinamik sistemlerin optimizasyonunda, termodinamiğin ikinci kanunu güçlü bir araç olarak kullanılır. Karmaşık termodinamik sistemlerin verimleri ve etkinlikleri ikinci yasa ışığında incelenebilir. Termodinamiğin ikinci kanunun ışığında sistemlerin performanslarının belirlenmesi için; ekserji kavramının yanı sıra, tersinir iş, tersinmezlik ve ikinci kanun verimi tanımlamalarının da yapılması gerekmiştir. Tersinir iş, belirli iki hal arasında bir hal değişimi geçiren sistemden elde edilebilen maksimum yararlı iştir. Tersinmezlik, bir hal değişimi sırasında kaybedilen iş potansiyelidir ve bu hal değişimi esnasında tersinmezlikler ne kadar az olursa yapılan iş o kadar çok olur.

Bütün bunlar değerlendirildiğinde şu sonuç elde edilebilir; bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimi ile çevrenin bulunduğu hale (ölü hal) getirilirse elde edilir. Bu değer, sistemin verilen başlangıç halinde, yararlı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir ve ekserji olarak adlandırılır. Ekserjinin, bir ısı makinesinin gerçek bir uygulamada yapabileceği iş olarak düşünülmemesi gerekir. Bu tanım, bir makinenin termodinamiğin yasalarına ters düşmeden yapabileceği işin üst sınırını belirler. Bir sistemin ekserjisi ile yaptığı iş arasında küçük veya büyük bir fark her zaman vardır. Bu fark mühendisler için daha iyinin sınırlarını çizer. Verilen bir halde sistemin ekserjisi, sistemin özelliklerinin yanısıra, çevre koşullarına, başka bir deyişle ölü hale bağlıdır. Bu bakımdan ekserji sadece sistemin değil, sistem çevre ikilisinin bir özelliğidir. Çevreyi değiştirmek ekserjiyi artırmanın bir yolu olabilir, fakat kolay bir yol olmadığı açıktır (Çengel ve Boles 2007).

2.2 Ölü hal

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

Ekserji kavramında, çevrenin tanımlanması mutlak bir özelliktir. Farklı sistemlerin potansiyellerinin değerlendirilmesinde çevre referans olarak alınmaktadır. Ekserji metodunda çevre kavramı, sonsuz büyüklükte ve denge halinde bir madde veya ortam olarak düşünülmektedir. Çevrenin bir bütün olduğu ve herhangi bir gradyana veya farklılığa sahip olmadığı, her noktasında basınç, sıcaklık, kimyasal, kinetik ve potansiyel enerji değerlerinin aynı olduğu varsayılmıştır. Ayrıca, herhangi iki noktası arasında iş ya da herhangi başka bir yoldan bir etkileşim olmayacağı kabul edilmiştir. Uygulamalarda çevre atmosfer, denizler ve dünya kabuğu ile ifade edilmektedir. Çevre, bir sistem ile üç farklı şekilde etkileşmektedir. Bunlar Kotas (1995)'te; T_0 sıcaklığındaki bir termal enerji deposu olarak termal etkileşim yolu ile, denge halinde düşük kimyasal potansiyele sahip olan bir madde olarak kimyasal etkileşim yolu ile ve statik ve dinamik kuvvetleriyle potansiyel iş deposu olarak mekanik etkileşim yolu ile olarak belirtilmiştir. Maddenin çevresiyle dengede olan ve bahsedilen bu yollarla çevresiyle etkileşime geçemeyeceği haline "Ölü hal" denir. Ölü haldeyken sistem, çevre sıcaklığında ve basıncındadır. Başka bir deyişle, çevre ile ısı ve mekanik dengededir. Ayrıca sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Sistemin ölü haldeki özellikleri, sıfır indisıyla gösterilir (P_0, T_0, h_0, s_0 vb.).

2.3 Ekserji Türleri

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

$$ex = ex^P + ex^K + ex^{PH} + ex^{CH} \quad (2.1)$$

Denklem de ex^P potansiyel ekserji, ex^K kinetik ekserji, ex^{PH} fiziksel ekserji ve ex^{CH} kimyasal ekserji terimleridir.

2.3.1 Kinetik ve Potansiyel Ekserjiler

Potansiyel enerji ve kinetik enerji mekanik enerji formları olup çevrenin sıcaklık ve basınç değerlerinden bağımsızdır. Bu bağlamda bu enerjilerin tamamının işe dönüşmesi mümkündür. Yani potansiyel ekserji ve kinetik ekserji kendi enerji miktarlarına eşittir ve aşağıdaki şekilde ifade edilirler.

$$ex^P = g.z \quad (2.2)$$

$$ex^K = \frac{1}{2}V^2 \quad (2.3)$$

Burada V hız ve z çevreden olan yükseklik farkıdır. Sistemin çevresiyle aynı referans değerlerde olduğu durumlarda ex^P ve ex^K değerleri “0” olur. Bu durumlarda fiziksel ekserji daha çok ön plana çıkar.

2.3.2 Fiziksel Ekserji

Fiziksel ekserji, sıcaklık ve basıncı bilinen bir sistemin bu durumundan, sıcaklık ve basıncı çevre şartları (P_0, T_0) ile dengeye getirildiğinde sistemden elde edilecek maksimum iş olarak tanımlanır (Kotas,1995). Bir akımın özgül fiziksel ekserjisi;

$$ex^{PH} = [h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (2.4)$$

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

Bir akımın bir proses sırasındaki iki noktası arasındaki fiziksel ekserji farkı ise ;

$$ex_g^{PH} - ex_\zeta^{PH} = h_g - h_\zeta - T_0(s_g - s_\zeta) \quad (2.5)$$

formülüyle ifade edilir. Daha sonra bu değerler kütleli debisiyle çarpılarak toplam fiziksel ekserjiler hesaplanır.

2.3.3 Kimyasal Ekserji

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

Yakıtların kimyasal ekserjileri, yakıtı oluşturan bileşenlere bağlı olarak hesaplanmaktadır. Bu sebeple Szargut (1988), yakıt ekserjisinin yakıtın alt ısı değerine oranını;

$$\beta = \frac{ex_F^{CH}}{LHV} \quad (2.6)$$

şeklinde ifade etmiştir. Burada ex_F^{CH} , yakıtın özgül kimyasal ekserjisini ve LHV yakıtın net kalorifik değerini (alt ısı değerini) belirtmektedir. Yakıtın özgül ekserji değeri kütlesi ile çarpılarak yakıtın toplam ekserjisi hesaplanır. Burada önemli olan

β değerinin yakıt bileşenlerinin bir fonksiyonu olarak hesaplanmasıdır. Bu fonksiyonlar katı ve sıvı yakıtlar için ayrı ayrı tanımlanmıştır.

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

$$\beta_{katı} = 1,0437 + 0,1882 \frac{y_{H_2}}{y_C} + 0,061 \frac{y_{O_2}}{y_C} + 0,0404 \frac{y_{N_2}}{y_C} \quad (2.7)$$

şeklinde bulunur. Burada y değerleri karbon, hidrojen, oksijen ve azotun yakıtın içerisindeki kütleli oranını ifade etmektedir. Bu ifade yukarıda belirtilmiş olan O/C oranını sağlayan odun haricindeki katı fosil yakıtların büyük bir bölümü için $\pm\%1$ sapma ile uygulanabilmektedir.

Odun ve O/C oranı “2,67 > O/C > 0,667” aralığında bulunan nem içermeyen katı fosil yakıtlar için ise aşağıdaki ifade yine $\pm\%1$ sapma ile uygulanabilir;

$$\beta_{katı} = \frac{1,0438 + 0,1882 \frac{y_{H_2}}{y_C} - 0,2509(1 + 0,7256 \frac{y_{H_2}}{y_C}) + 0,383 \frac{y_{N_2}}{y_C}}{1 - 0,3035 \frac{y_{O_2}}{y_C}} \quad (2.8)$$

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

$$\beta_{sv} = 1,401 + 0,1728 \frac{y_{H_2}}{y_C} + 0,0432 \frac{y_{O_2}}{y_C} + 0,2169 \frac{y_S}{y_C} \left(1 - 2,0628 \frac{y_{H_2}}{y_C} \right) + 0,0428 \frac{y_{N_2}}{y_C} \quad (2.9)$$

Bunun dışında genel olarak maddeler için standart kimyasal ekserji tabloları tanımlanmıştır. Bu standart ekserjiler belirli bir referansa göre hesaplanmışlardır.

Gaz karışımlarının kimyasal ekserjileri de bu standart kimyasal ekserji değerleri kullanılarak aşağıdaki formüle göre hesaplanır;

$$\overline{ex}^{CH} = \sum x_i \overline{ex}_i^{CH} + RT_0 \sum x_i \ln(x_i) \quad (2.10)$$

Formülde x_i terimi her bir gazın kısmi basınçlarını, \overline{ex}_i^{CH} terimi gazların standart kimyasal ekserji değerlerini, R evrensel gaz sabitini, T_0 referans çevre sıcaklığını temsil etmektedir.

2.4 Ekserji Transfer Mekanizmaları

Ekserji 3 yolla transfer edilebilir; ısı geçişi, iş ya da kütle transferiyle olmak üzere. Ancak sabit kütleli ya da kütle transferinin olmadığı kapalı sistemlerde ekserji yalnızca ısı geçişi ve işle transfer edilebilir.

2.4.1 Isıyla Ekserji Geçişi

Bir kontreol hacmi için ısı geçişinin ekserji geçişi olarak karşılığı, çevre sıcaklığı ile sistem sıcaklığı arasında çalışan bir ısı makinasından elde edilebilecek işe eşit olmaktadır. Isı makinasından elde edilebilecek işe bağlı olarak ısı transferinin ekserji geçişi eşdeğeri;

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (2.11)$$

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

2.4.2 İş ile Ekserji Geçişi

İşle ekserji geçişinde ekserji eşdeğeri yararlı işe eşittir. Hacim değişikliği geçiren kapalı sistemlerde çevreye karşı yapılan iş başka bir sisteme aktarılamaz ve kullanılamaz. Bu nedenle hacim değişikliği geçiren kapalı sistemlerde ekserji eşdeğeri hesaplanırken çevreye karşı yapılan iş, $W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1)$, hareketli sınır işinden çıkarılır. Diğer tüm sistemlerde ekserji işe eşittir.

$$Ex = W_y = \begin{cases} W_{\text{sınır}} - P_0(V_2 - V_1) & \text{sınır işi için} \\ W_{\text{diğer}} & \text{diğer işler için} \end{cases} \quad (2.12)$$

2.4.3 Kütle ile Ekserji Geçişi

Kütle enerji ve entropiye sahip olduğu gibi ekserjiye de sahiptir. Bir sistemin kütle ile ekserji geçişi de kütleli debisiyle doğru orantılıdır.

$$\dot{E}x = \dot{m}.ex \quad (2.13)$$

Adyabatik sistemlerde ısı geçişiyle olan ekserji transferi değeri , kapalı sistemlerde de kütle geçişiyle olan ekserji transferi değeri sıfıra eşittir.

2.4.4 Ekserji Dengesi

Bir sistemin bir hal değişimi sırasındaki ekserji değişimi sisteme giren ekserjiler ile çıkan ekserjiler ve ekserji yıkımı arasındaki fark kadardır ve ekserji dengesi en genel haliyle,

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_ç - \dot{E}x_{yık} = \Delta \dot{E}x_{sistem} \quad (2.14)$$

şeklinde ifade edilir.

Bir kapalı sistemin hal değişimi sırasında birim zamandaki ekserji dengesi,

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{sistem}}{dt} \right) - T_0 \dot{S}_{üretim} = \frac{dEx_{sistem}}{dt} \quad (2.15)$$

ile ifade edilir. Bu denklemlerde sisteme ısı geçişi ve sistemin yaptığı iş değerleri pozitif alınmıştır ve denklemdede $T_0 \dot{S}_{üretim}$ terimi ekserji yıkımını temsil eder. Bir kontrol hacmi ele alındığında ise bu hacme giren ve çıkan kütle terimlerinin katkısı da bu denkleme eklenir. Yeni durumda kontrol hacminin hal değişimi sırasında birim zamandaki ekserji dengesi için kh alt indisi kontrol hacmini, g alt indisi giren akımı, $ç$ alt indisi çıkan akımı betimlemek üzere,

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{kh}}{dt} \right) + \sum \dot{m}_g ex_g - \sum \dot{m}_ç ex_ç - \dot{E}x_{yıkam} = \frac{dEx_{kh}}{dt} \quad (2.16)$$

ifadesi türetilir.

Türbinlerde, kompresörlerde , ısı değiştiriciler, borular vb. gibi ekipmanların kontrol hacimlerinde daimi akışlı hal değişimi yaklaşımı yapılabilir ve bu durumda proses sırasında kütlelerinde, entropilerinde, hacimlerinde ve ekserjilerinde zamana bağlı değişim yoktur. Yani; $dV_{kh} / dt = 0$ ve $dEx_{kh} / dt = 0$ olur.

Bir kontrol hacmi için daimi akışlı hal değişimi sırasında ekserji dengesi,

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_g ex_g - \sum \dot{m}_ç ex_ç - \dot{E}x_{yıkam} = 0 \quad (2.17)$$

halini alır.

Bir akımın iki noktası arasında veya daimi akışlı bir kontrol hacminin hal değişimi için ekserji dengesi:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}(ex_g - ex_\zeta) - \dot{E}x_{yıkım} = 0 \quad (2.18)$$

Burada \dot{m} akımın kütleli debisini simgeler ve akımın ekserjisindeki değişim,

$$ex_g - ex_\zeta = (h_g - h_\zeta) - T_0(s_g - s_\zeta) + \frac{V_g^2 - V_\zeta^2}{2} + g(z_g - z_\zeta) \quad (2.19)$$

şeklinde ifade edilir.

2.5 Ekserji Verimi ya da 2. Yasa Verimi

2. yasa verimi bir sistem ya da cihazın iki hali arasındaki bir prosesi için performansının bu prosesin tamamen tersinir bir şekilde gerçekleştiği duruma göre bir ölçüsü olarak tanımlanabilir.

Genel formda 2. yasa verimi,

$$\varepsilon = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Giren ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji yıkımı}}{\text{Giren ekserji}} \quad (2.20)$$

olarak ifade edilebilir.

Ancak iş üreten sistemlerde,

$$\varepsilon = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad (2.21)$$

şeklinde de ifade edilebilir. Burada W_y yararlı işi, W_{tr} tersinir işi simgeler. İş tüketen sistemlerde ise bu denklemin tersi geçerlidir.

Ayrıca soğutma sistemlerinde ise COP, Soğutma Performans Katsayısını simgelemek üzere 2. yasa verimi ;

$$\varepsilon = \frac{COP}{COP_{tr}} \quad (2.22)$$

formülüyle ifade edilebilir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1 Kırıkkale Termik Santrali'nin Tanıtımı

Bu çalışma kapsamında ele alınan tesis Kırıkkale'nin Hacılar ilçesi sınırları içerisinde ve TÜPRAŞ Kırıkkale Rafinerisine 2,5 km uzaklıkta konumlanmış bir mobil termik santraldir. Santral sözleşme süresince hizmet vererek, dilendiği takdirde firma tarafından sökülüp nakliye edilerek ihtiyaç sahibi diğer bir bölgeye kurulabilir niteliktedir. Santralde enerji üretimi 13 adet dizel motor-jeneratör grubundan ve bir adet Buhar Türbininden sağlanmaktadır. Toplam kurulu gücü yaklaşık 154 MW olup şebekeye 154 kV çıkış gerilimiyle elektrik enerjisi sağlamaktadır.

3.1.1 Kuruluşun Üretim Kapasitesi Ve Kullandığı Hammaddeler

Santral, Tüpraş Kırıkkale Tesislerinden 2,5 kilometrelik boru hattı ile 6 numaralı fuel oil satın almaktadır. Ayrıca karayoluyla tanker kullanmak suretiyle fuel oil temini için gerekli birimleri mevcuttur. Santral motorların ilk devreye alınışı ve devreden çıkarılışı sürecinde kullanılmak üzere motorin de tüketmektedir. Tesis, motorların yağlanması için motor yağı, baca gazı arıtımı için de üre ve kireçtaşı kullanmaktadır. Sonuç olarak işletmenin kullandığı ana hammaddeler olarak fuel oil, motor yağı, üre, kireçtaşı ve çeşitli kimyasallar sayılabilir.

Tesiste 13 adet 11 MW'lık dizel motordan ve 1 adet 10 MW'lık buhar türbininden toplam 154 MW'lık elektrik üretilebilir. Ancak santralde 2 motor yedekleme amaçlı olup güç üretimi sırasında herhangi 2 motor kapalı tutulmaktadır ve bu haliyle santralin etkin gücü 11 adet dizel motor ve bir buhar türbininin çalışmasıyla yaklaşık olarak 130 MW olmaktadır. Santralde kullanılan hammaddelerin akış şeması Şekil 3.1'de sunulmuştur (Barmek GAMA Enerji Üretim A.Ş., 2003).

3.1.2 Santraldeki Ana Üniteler

- Dizel Motor ve Jeneratörler 13 adet , (Wartsila/Finland)
- Buhar Türbini ve Jeneratörü , (Thutill/Germany)
- Yakıt Depolama Üniteleri (toplam 17000 m³ kapasiteli 11 adet tank)
- Yakıt Hazırlama Üniteleri
- Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü (HRSG) 4 adet
- Soğutma Kulesi / Kondenser
- Su Tasfiye Üniteleri
- Sülfürden Arındırma (DeSO_x) Ünitesi, (Stueler/Germany)
- Azottan Arındırma (DeNO_x) Ünitesi, (Stueler/Germany)
- Orta Gerilim 15 kV Güç ve Kontrol Sistemleri
- 15/154 kV Trafo

3.1.3 Dizel Motorlar

130 MW gücündeki Kırıkkale Termik Santralinde, her biri 11 MW gücünde 13 adet dizel motor ünitesi bulunmaktadır. Bu 13 adet ünitenin her biri eş yapıya sahip olduğu için tesisin tamamının anlaşılabilmesi için sadece bir motorun açıklanması yeterlidir. Santralde Wärtsilä marka 18V38B tip toplam 18 silindirli (9+9) V tip dizel motorlar kullanılmaktadır. Motor doğrudan yakıt enjeksiyonuna sahip turbo-şarjlı, ara soğutmalı (intercooled), 4 zamanlı bir motordur. Motor fuel-oil ile sürekli çalışma için tasarlanmıştır. Yakıtın çalışma sıcaklığına kadar ısıtılması koşuluyla fuel-oil ile çalışırken geçici olarak durdurulabilir ve tekrar çalıştırılabilir. Santralin motor dairesinden bir görünüm Şekil 3.2'de verilmiştir (Wartsila Corp., 2001).

3.1.3.1 Santraldeki Dizel Motorların Genel Özellikleri

- Konfigürasyon, V tip
- Silindir sayısı, 18 adet
- Silindir çapı, 380 mm
- Strok, 475 mm

- Nominal hız, 600 d/d
- Sübap sayısı, her silindirde 2 adet giriş sübapı ve 2 çıkış sübapı olmak üzere toplam 36 giriş ve 36 çıkış sübapı.
- Volan dönüş yönü, saat akrebi dönüşü yönünde
- Motor nominal gücü, 11418 kW



Şekil 3.2: Santralin motor dairesinden bir görünüm (Wartsila Corp., 2001)

3.1.4 AC Jeneratörler

Jeneratör grubu, ABB marka AMG 1250RR10 DSEA model kendinden soğutmalı üç fazlı kolektör kömürsüz, senkron ve iki yataklı tip AC jeneratörden oluşur.

- Güç, 14750 kVA
- Güç faktörü, 0,8
- Gerilim, 15000 V
- Akım, 568 A
- Frekans, 50 Hz
- Nominal hız, 600 d/d
- Maksimum hız, 720 d/d

- 0.8 güç faktörü ve %100 yükte verim, %97.38
- Yalıtım sınıfı, F
- Koruma, IP21

3.1.5 Yardımcı Birimler

Santralin kalbi olan motorların, yardımcı sistemler olmadan çalışabilmesi mümkün değildir. Yardımcı sistemler jeneratör grubuna doğrudan bağlı ekipmanlar olabileceği gibi hammaddeleri jeneratör grubunun kullanabileceği hale getiren sistemler de olabilir.

Yardımcı sistemler: yakıt sistemi, yağlama yağı sistemi, soğutma suyu sistemi, şarj havası ve egzoz gazı sistemleri olarak özetlenebilir.

3.1.5.1 Yakıt Sistemi

Yakıt sistemi, motora uygun basınç ve viskoziteye sahip, kesintisiz ve yeterli miktarda, temiz yakıt sağlamaya yaramaktadır.

Santralin, biri ağır akaryakıt (HFO, high fuel oil), diğeri hafif akaryakıt (LFO, light fuel oil) olmak üzere iki yakıt sistemi vardır. HFO sistemi, tesisi çalıştıran esas sistemdir. LFO sistemi ise sistem uzun süreli durdurulmuşsa motorları yeniden çalıştırmak yani motora start verilmesi sırasında kullanılmaktadır. Ayrıca LFO sistemi bakım amaçları için ve bir yedek sistem olarak kullanılır. Planlanmış uzun süreli duraklamalarda LFO sistemi, HFO yakıtının motorda bıraktığı kalıntıların giderilmesi amacıyla da kullanılmaktadır.

Motor, kontrol sisteminin yakıtı çalışma sıcaklığında (120-130°C) tutması kaydıyla, çalıştırılabilir ve durdurulabilir. Ayrıca iki günü aşmayacak bir süreyle ağır akaryakıt sistemiyle kapalı tutulabilmektedir.

3.1.5.2 Yağlama Yağı Sistemi

Yağlama sisteminin birincil işlevi, motora istenen basınç ve sıcaklıkta, yeterli miktarda ve temiz yağlama yağı sağlamaktır. Sistemin tamamında yeterli akış debisinin sağlanması önemlidir. Yağlama yağı motoru yağlayarak, sürtünmelerden ve yanmadan kaynaklanan ısıyı da uzaklaştırır.

Jeneratör grubu durdurulsa dahi yağlama yağı sistemi, yağlama yağını devridaim ettirecek ve temizleyecek şekilde çalışır durumda bırakılmaktadır. Yağlama yağı sistemi genel olarak üç ana ekipmanı yağlamakla görevlidir. Bunlar motor karteri, turbo-şarj tertibatı ve regülatördür.

Yağlama yağı su ile ısı eşanjörleri vasıtasıyla soğutulmaktadır.

3.1.5.3 Soğutma Suyu Sistemi

Motor soğutma sisteminin ana işlevi, motorun normal fonksiyonları tarafından üretilen fazla ısıyı sistemden çekmeyi sağlamaktır. Isı transferi motor bloğunda, turboşarj tertibatında ve şarj havası ısı eşanjörlerinde meydana gelmektedir. Soğutma sistemini, yüksek sıcaklık (HT, high temperature) sistemi ve düşük sıcaklık (LT, low temperature) sistemi olmak üzere ikiye ayırmak mümkündür. Her iki sistemde su sürekli olarak devridaim yaptırılarak radyatörler tarafından soğutulur. Her iki sistemin de birbirinden bağımsız pompa istasyonları mevcuttur.

Sistem içerisinde kullanılan su, işlem görmüş sudur ve içerisinde çeşitli kimyasallar barındırmaktadır. Su içerisinde çok fazla yabancı madde varsa korozyona neden olur, su çok saf halde olursa eşanjörlerde ve radyatörlerde gerekli ısı transferi sağlanamayacaktır. Suyun kalitesi santral bünyesinde bulunan kimya laboratuvarı tarafından sürekli olarak kontrol edilir. Bu işlemin önemi suyun içerisindeki kimyasalların uzun vadede ekipmanlara vereceği zararı en aza indirmektir.

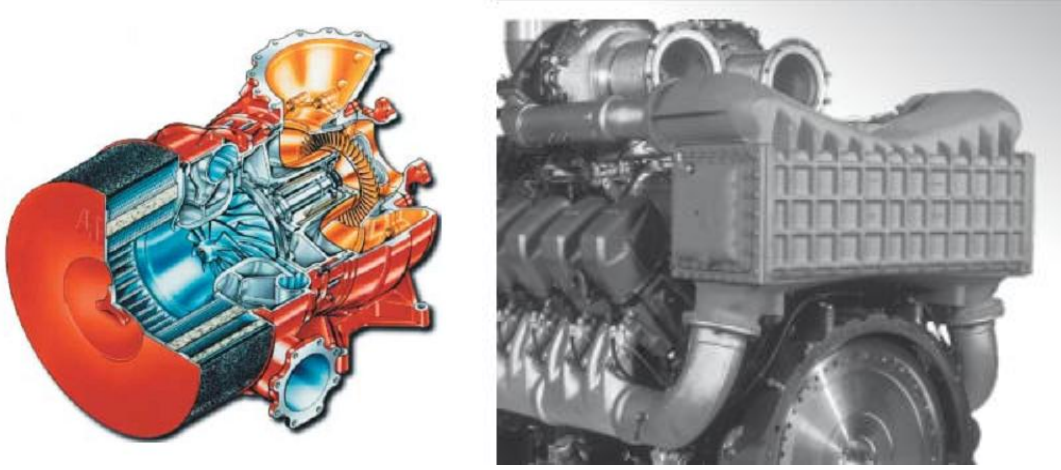
3.1.5.4 Şarj Havası ve Egzoz Gazı Sistemi

Şarj havası sistemi motora temiz ve yeterli yanma havası sağlarken, egzoz gazı sistemi egzoz gazlarını santral binasından dışarı atar.

Şarj havası ünitesi kanalları filtre tertibatlarıyla korunur. Şarj havası ve egzoz gazı ünitelerinde gürültü kirliliği seviyesini azaltmak amacıyla susturucular kullanılmaktadır. Şarj havası ve egzoz gazı sistemlerinin kontrolleri kontrol odasından yapılmaktadır. Kontrol odasından basınç ve sıcaklık değerleri sürekli olarak kontrol edilir ve kayıtları tutulur.

Turboşarj ünitesi iki parçadan oluşmuştur. Birincisi kompresör tarafı ikincisi ise türbin tarafıdır. Egzoz gazları türbine girip çıkar böylece hem bu gazların sıcaklığı düşürülmüş olur hem de kompresörde yakma havası basınçlandırılarak motor

bloğuna gönderilerek silindirlerdeki yanma verimi artırılır. Turboşarj ünitesinin kesit detayı ve şarj havası soğutucusunun motorlardaki konumu Şekil 3.3'te sunulmuştur.



Şekil 3.3: Turboşarj ünitesi ve şarj havası soğutucu (Wartsila Corp., 2001)

3.1.6 Azottan Arındırma ve Sülfürden Arındırma Üniteleri

Bilindiği üzere 6 numaralı fuel oil'in yanması sonrasında çevre kirliliğine neden olacak gazlar ve partiküller açığa çıkar. Çevreye verilecek zararın en aza indirilmesi amacıyla tesise Azottan Arındırma (DENOX) ve Sülfürden Arındırma (DESOX) Üniteleri ile baca gazı filtre üniteleri kurulmuştur.

Motorlardan çıkan egzoz gazı ilk olarak azottan arındırma ünitesine gelir. Burada egzoz gazından üre yardımıyla azot oksitli bileşikler ayrıştırılır ve Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü- HRSG'ye gönderilir. HRSG'den çıkan kızgın su buharı buhar türbinini döndürerek santrale ek güç sağlar. Azottan arındırma ünitesinin bir diğer amacı da HRSG'ye giden Azot-Oksit (NO_x) bileşikleri içeren sıcak egzoz gazının korozyon etkisini azaltmaktır.

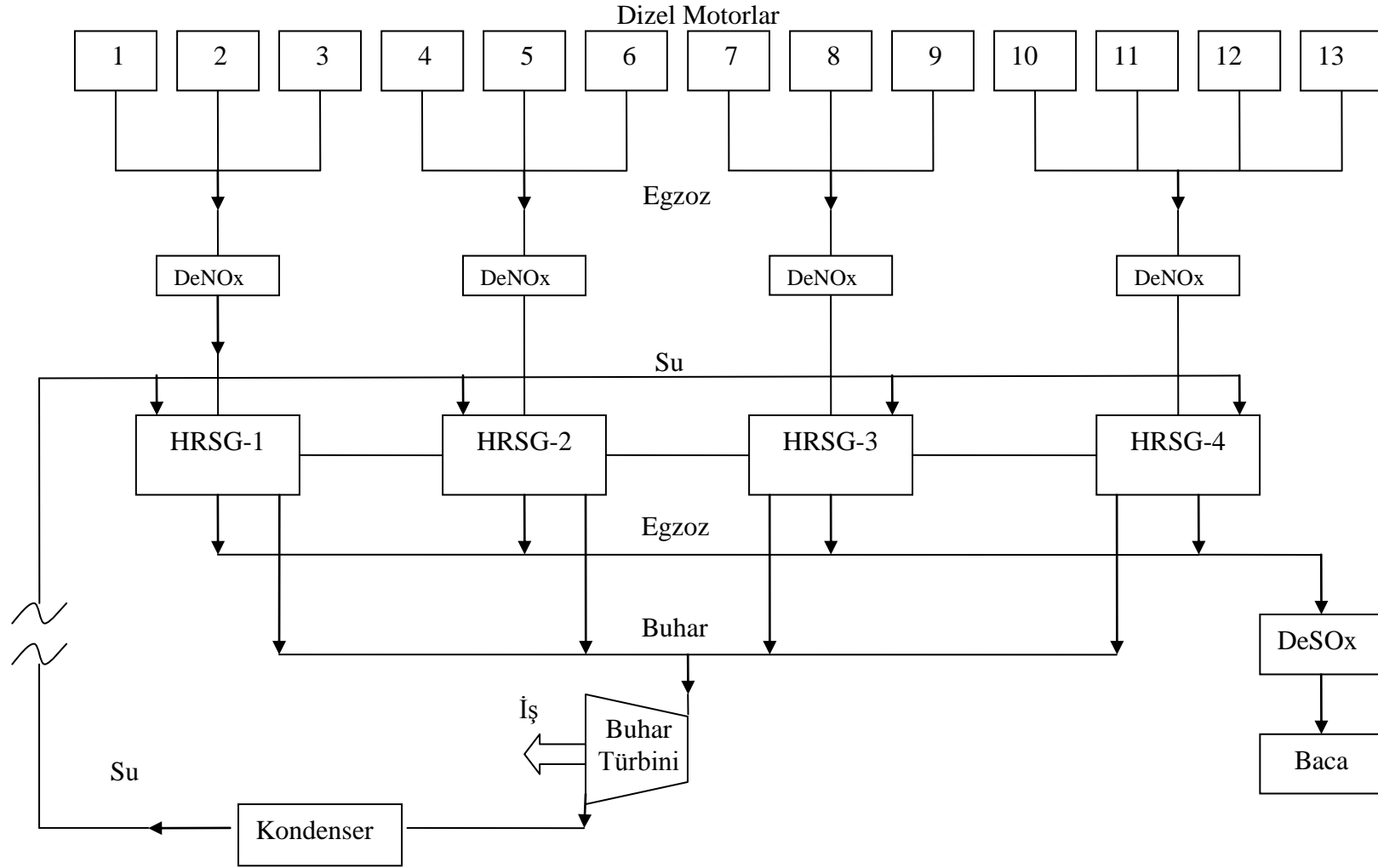
Daha sonra işini yapan sıcak egzoz gazı sülfürden arındırma ünitesine gönderilerek değirmenlerde öğütülmüş kireçtaşı yardımıyla SO₂ ve SO₃ içeren zararlı gazlarından ayrıştırılır. Bu işlem sonunda çimento yapımında kullanılan alçıtaşı ortaya çıkar. Son olarak, motordan çıkarken içerisinde SO₂, SO₃, NO₂, NO₃ gazlarını barındıran egzoz gazı bu kirleticilerden arındırılmış bir şekilde baca gazı filtrelerine verilir. Burada filtreler diğer yabancı maddeleri ve partikülleri süzer ve egzoz gazlarını bacadan atmosfere verir.

3.1.7 Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü

Bu birimin amacı, motorlardan çıkan sıcak egzoz gazının ısısını, birim içerisinde bulunan besi suyuna aktarmaktır. Suya aktarılan ısı suyu buharlaştırarak su buharının yüksek sıcaklığa ve basınca ulaşmasını sağlar. Yüksek sıcaklığa ve basınca ulaşan su buharının iş yapabilme yeteneği vardır. Isı geri kazanımlı buhar jeneratöründen çıkan yüksek basınçlı kızgın su buharı buhar türbinine gönderilerek tekrar mekanik enerji üretilir. Isı geri kazanımlı buhar jeneratörlerinin santraldeki işlevini gösteren şema Şekil 3.4'te sunulmuştur.

3.1.8 Buhar Türbini

Isı geri kazanımlı buhar jeneratöründen gelen kızgın ve basınçlı su buharı türbin kanatlarına çarpar ve türbin milini döndürür. Tesisteki buhar türbini AC Jeneratörde 10 MW'a kadar elektrik enerjisi üretebilecek kapasitedir. Bu işlemde soğuyan su buharı soğutma kulesi vasıtasıyla yoğuşturularak ısı geri kazanımlı buhar jeneratörüne pompalanır. Buhar türbini ve kondenser detayı Şekil 3.5'te sunulmuştur (Tuthill Energy Systems, 2001).



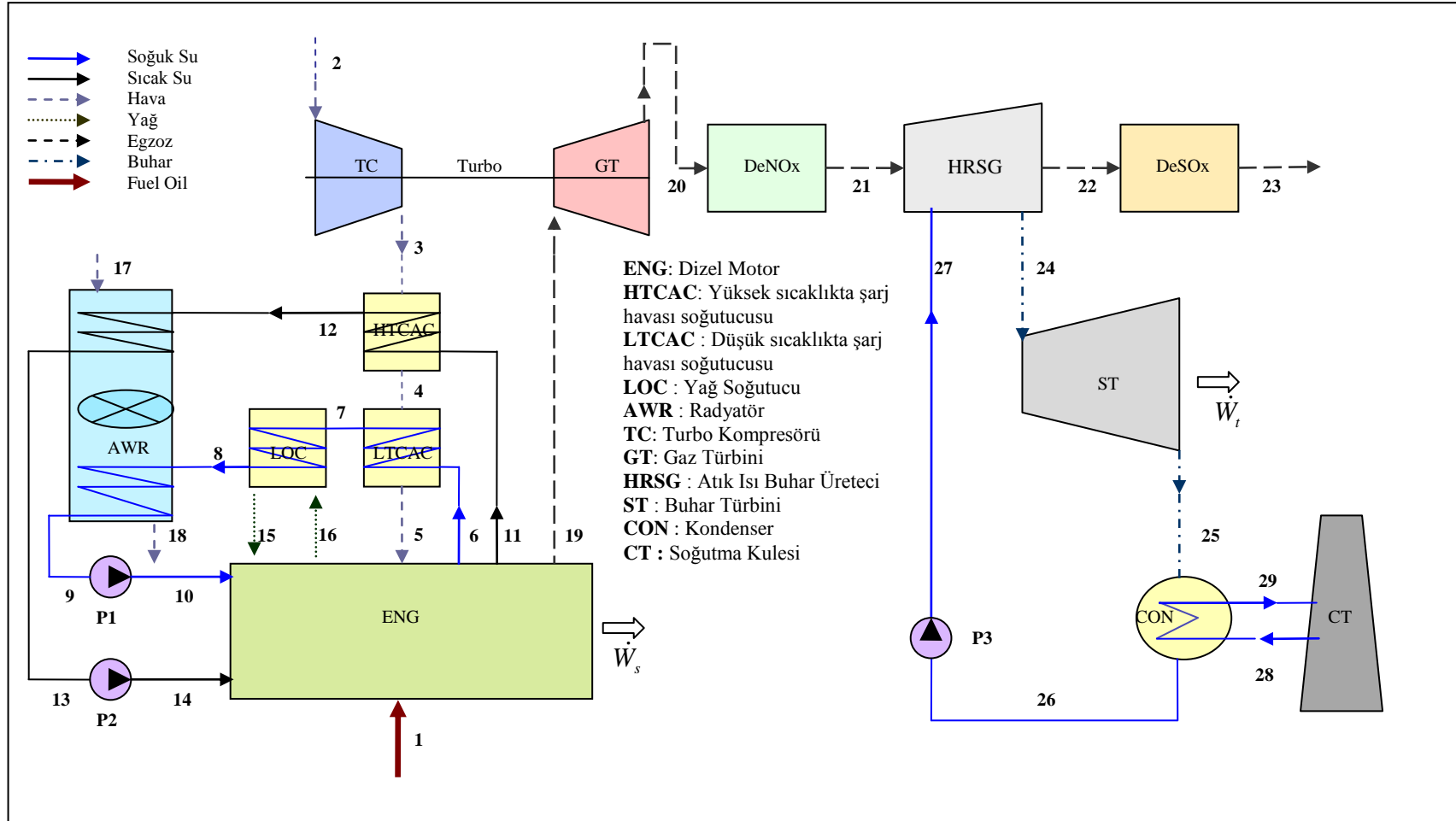
Şekil 3.4: Santralde egzoz gazlarının değerlendirildiği Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü (HRSG) sistemi

3.2 Yöntem

Santralin ekserji analizini yapabilmek için santral öncelikle ana komponentlerine indirgenerek çevrimleri ve bu komponentlere giren çıkan akımları gösteren Şekil 3.6 oluşturularak ifade edilmiştir. Daha sonra bu noktalara ait sıcaklık, basınç ve debi değerlerini gösteren Çizelge 3.1 ve Çizelge 3.2, santralin kurucusu ve sözleşme süresince işletmecisi durumundaki Barmek-GAMA Enerji Üretim A.Ş. tarafından ölçülen değerler kullanılarak oluşturulmuş, oradan da bu noktalara ait termodinamik özellikler ve enerji ve ekserji değerleri çeşitli şekillerde hesaplanarak hesaplanan bu değerleri gösteren çizelgeler oluşturulmuştur. Sonra hesaplanan ekserji değerleri santral bileşenleri için türetilen ekserji dengesi ve ikinci yasa verimi denklemlerinde yerine konularak sonuçlar hesaplanmıştır.

Yapılan hesaplarda aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

1. Santral boyunca madde akışının daimi olduğu, debilerde zamana bağlı değişim olmadığı kabul edilmiştir.
2. Potansiyel ve kinetik ekserji değişimleri ihmal edilmiştir.
3. Akımların taşındığı borularda vanalarda vb. ekipmanlardaki ekserji kayıpları ihmal edilmiş, yalnızca santralin ana bileşenlerindeki kayıplar için hesaplar yapılmıştır.
4. Motorlarda tam yanma gerçekleştiği kabul edilmiştir.
5. Tüm hesaplar 1 dizel motor üzerinden yapılmıştır. Sistemde 11 motor aktif olarak çalıştığından, motor bloğu dışındaki çevrim debileri, buhar türbininde üretilen iş vb. değerler 11'e bölünerek tablo ve hesaplarda kullanılmıştır.



Şekil 3.6: Santralin ana bileşenlerine sadeleştirilmiş gösterimi

Çizelge 3-1 : Hava sıcaklığı 0°C olduğunda santral ölçüm noktalarındaki sıcaklık, basınç ve debiler (1 dizel motor için)

		Sıcaklık	Basınç	Debi
		°C	bar	kg/s
0	hava	0	1	
0	sıkıştırılmış su	0	1	
0	yağ	0	1	
0	egzoz	0	1	
1	yakıt	125	8	0,616
2	hava	0	1	21,4
3	hava	156,1	3	21,5
4	hava	101,8	2,9	21,5
5	hava	44,4	2,8	21,5
6	sıkıştırılmış sıvı su	33,2	3,2	69,6
7	sıkıştırılmış sıvı su	37,3	3,2	69,6
8	sıkıştırılmış sıvı su	42,2	3,2	69,6
9	sıkıştırılmış sıvı su	33	3	69,6
10	sıkıştırılmış sıvı su	33	3,2	69,6
11	sıkıştırılmış sıvı su	87,7	3,7	53
12	sıkıştırılmış sıvı su	93	3,7	53
13	sıkıştırılmış sıvı su	80	3,5	53
14	sıkıştırılmış sıvı su	80,6	3,7	53
15	yağ	63	5,1	48,4
16	yağ	77,1	5,1	48,4
17	hava	0	1	205
18	hava	21	1	205
19	egzoz	474	3,6	22,12
20	egzoz	326	1	22,12
21	egzoz	324	1	22,12
22	egzoz	170	1	22,12
23	egzoz	40	1	22,12
24	kızgın su buharı	313,5	22,34	1,093
25	doymuş su buharı (x=0,815)	46,16	0,1018	1,093
26	sıkıştırılmış sıvı su	40	0,1018	1,093
27	sıkıştırılmış sıvı su	40	4	1,093
28	sıkıştırılmış sıvı su	26,37	3	72
29	sıkıştırılmış sıvı su	33,25	3	72

Çizelge 3-2 : Hava sıcaklığı 30°C olduğunda santral ölçüm noktalarındaki sıcaklık, basınç ve debiler (1 dizel motor için)

		Sıcaklık	Basınç	Debi
		°C	bar	kg/s
0	hava	30	1	
0	sıkıştırılmış su	30	1	
0	yağ	30	1	
0	egzoz	30	1	
1	yakıt	128	8	0,662
2	hava	30	1	21,1
3	hava	213,5	3	21,1
4	hava	110,6	2,9	21,1
5	hava	51,6	2,8	21,1
6	sıkıştırılmış sıvı su	40	3,2	69,5
7	sıkıştırılmış sıvı su	44,4	3,2	69,5
8	sıkıştırılmış sıvı su	49,5	3,2	69,5
9	sıkıştırılmış sıvı su	40	3	69,5
10	sıkıştırılmış sıvı su	40	3,2	69,5
11	sıkıştırılmış sıvı su	82,9	3,7	53
12	sıkıştırılmış sıvı su	93	3,7	53
13	sıkıştırılmış sıvı su	74,6	3,5	53
14	sıkıştırılmış sıvı su	74,6	3,7	53
15	yağ	63	5,1	48,4
16	yağ	77,7	5,1	48,4
17	hava	30	1	205
18	hava	63	1	205
19	egzoz	557	3,6	21,77
20	egzoz	383	1	21,77
21	egzoz	380	1	21,77
22	egzoz	225	1	21,77
23	egzoz	55	1	21,77
24	kızgın su buharı	358,2	22,75	1,366
25	doymuş su buharı (x=0,85)	57,1	0,1742	1,366
26	sıkıştırılmış sıvı su	50	0,1742	1,366
27	sıkıştırılmış sıvı su	50	4	1,366
28	sıkıştırılmış sıvı su	35	3	72
29	sıkıştırılmış sıvı su	44	3	72

3.2.1 Santral Noktalarındaki Entalpi ve Entropilerin Belirlenmesi

Santral boyunca 5 adet madde türü söz konusudur. Bu maddelerin akım noktalarındaki entalpi ve entropilerini belirlemek için farklı yollar izlenmiştir.

1. Su ve su buharı: Su ve su buharı özellikleri için uluslararası IF-97 standartlarını kullanan bir Excel eklentisi kullanılmıştır. (IF-97 IAPWS (*International Association for the Properties of Water and Steam*) Macro created by: Magnus Holmgren)
2. Hava: Havanın özelliklerini belirlemek için EES (Engineering Equation Solver) programı kullanılmıştır.
3. Yakıt (Fuel oil no:6) : Yakıt alt ısı değeri (LHV) Fuel Oil no:6 için motor kataloglarından alınarak kullanılmıştır.
4. Yağlama yağı: Yağlama yağı için dizel motor kataloglarından alınan yağ özelliklerinden faydalanılarak sabit basınçtaki özgül ısısının (C_p) hesaplanması için bir yaklaşımda bulunularak hesaplanmıştır.
5. Egzoz Gazları: Egzoz gazlarının karışımdaki hacim yüzdelerinden yola çıkarak kısmi basınçlar hesaplanmış, ideal gaz yaklaşımıyla karışımın özellikleri hesaplanmıştır.

Su, hava ve yakıt için değerler tablolarından alınarak yerine yazılmıştır. Yağlama yağı ve egzoz gazları için aşağıdaki hesapların yapılması gerekmiştir.

3.2.1.1 Yağlama Yağının Sabit Basınçtaki Özgül Isısının Hesaplanması

Yağlama yağlarının sabit basınçta ısı kapasitesini hesaplamak için aşağıdaki formül önerilmiştir (Brendel, 1988) :

$$C_p = 4,19x \left[\frac{0,402 + 0,00081xT}{\sqrt{d}} \right] \quad (3.1)$$

Denklemden C_p sabit basınçta özgül ısısı (kJ/kg.K), T Sıcaklık ($^{\circ}C$), d $15^{\circ}C$ 'de yoğunluk (g/cm^3) değerlerini ifade etmektedir.

Yağ kataloglarından $15^{\circ}C$ sıcaklıkta yoğunluğu belirlemek mümkündür. Fuel oil 6 kullanan W38B model motorlarda yağlama için kullanılacak yağlar Wartsila Kullanım ve Bakım Kılavuzunda aşağıdaki tablolar ile tanımlanmıştır.

Çizelge 3.3'te HFO – 6 kategori C olarak tanımlanmış ve kategorilerine göre HFO 4-6 veya ham petrol yakan makinalar için önerilen bazı yağ marka ve modelleri ise Çizelge 3.4'te gösterilmiştir (Wartsila Corp., 2001).

Çizelge 3-3: Santraldeki dizel motorların kataloglarında belirtilen yağlama yağı koşulları (Wartsila Corp., 2001)

Yakıt Standartları ve Yağlama Yağı Koşulları			
Kategori	Yakıt Standardı		Yağ BN no
A	ASTM D 975-94 BS MA 100 : 1996 CIMAC 1990 ISO 8217 : 1996	1D , 2D Sınıfı DMX,DMA DX,DA ISO-F-DMX,DMA	10-30
B	ASTM D 975-94 BS MA 100 ; 1996 CIMAC 1990 ISO 8217 ; 1996	4D Sınıfı DMB DB ISO-F-DMB	15-30
C	ASTM D 975-94 BS MA 100 : 1996 CIMAC 1990 ISO 8217 : 1997	4-6 Sınıfı DMC, RMA10-RMK55 DC, A10-K55 ISO-F-DMC, RMA 10-RMK55	30-55
D	Ham Petrol		30-55

Çizelge 3-4 : Santraldeki dizel motorlar için önerilen yağ marka ve modelleri (Wartsila Corp., 2001)

Marka	Ürün	Viskozite	BN	Yakıt Kategorisi
BP	ENERGOL IC-HFX 404	SAE 40	40	C,D
	ENERGOL IC-HFX 504	SAE 40	50	C,D
CASTROL	TLX PLUS 404	SAE 40	40	C,D
	TLX PLUS 504	SAE 40	50	C,D
	TLX PLUS 554	SAE 40	55	C,D
CEPSA	TRANCOIL 4040 PLUS	SAE 40	40	C,D
	TRANCOIL 5040 PLUS	SAE 40	50	C,D
	ERTOIL Koral 4040 SHF	SAE 40	40	C,D
	ERTOIL Koral 5040 SHF	SAE 40	50	C,D
EXXON MOBİL	Exxmar 40 TP 40	SAE 40	40	C,D
	Exxmar 50 TP 40	SAE 40	50	C,D
	Mobilgard M 440	SAE 40	40	C,D
	Mobilgard M 50	SAE 40	50	C,D
ENI S.p.A	Cladium 400 S SAE 40	SAE 40	40	C,D
	Cladium 500 S SAE 40	SAE 40	50	C,D

şeklinde listelenmiştir.

Bu tablolardan örnek olarak seçilen BP Energol IC-HFX 504 marka yağın özellik tablosu firma kataloglarında Çizelge 3.5'teki gibi verilmiştir (BP Marine, 2009).

Çizelge 3-5 : BP- ENERGO L IC-HFX model yağların genel özellikleri
(BP Marine, 2009)

BP ENERGO L IC-HFX SERİSİ								
		IC- HFX 203	IC- HFX 204	IC- HFX 303	IC- HFX 304	IC- HFX 403	IC- HFX 404	IC- HFX 504
SAE numarası		30	40	30	40	30	40	40
Viskozite @ 100°C	mm ² /s	11,5	14	11,5	14	11,5	14	14
BN*	mgKOH/g	20	20	30	30	40	40	50
Yoğunluk @ 15°C	kg/m ³	900	900	900	910	910	910	920
Parlama Noktası	°C	>200	>200	>200	>200	>200	>200	>200
Akma Noktası	°C	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6

Benzer şekilde Castrol TLX plus 504 marka yağın özellik tablosu firma kataloglarında Çizelge 3.6'daki gibi verilmiştir (Castrol Marine, 2009).

Çizelge 3-6 : CASTROL TLX model yağların genel özellikleri
(Castrol Marine, 2009).

CASTROL TLX SERİSİ								
		TLX - PLUS 203	TLX - PLUS 204	TLX - PLUS 303	TLX - PLUS 304	TLX - PLUS 403	TLX - PLUS 404	TLX - PLUS 504
SAE numarası		30	40	30	40	30	40	40
Viskozite @ 100°C	mm ² /s	11,5	14	11,5	14	11,5	14	14
BN*	mgKOH/g	20	20	30	30	40	40	50
Yoğunluk @ 15°C	kg/m ³	900	900	900	910	910	910	920
Parlama Noktası	°C	>200	>200	>200	>200	>200	>200	>200
Akma Noktası	°C	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6

Bu örneklerden görüldüğü üzere uygun yağ için yoğunluk değeri $d = 0,920 \text{ g/cm}^3$ ve yağın ortalama sıcaklığı (0°C hava sıcaklığında 63-77,1°C ve 30°C hava sıcaklığında 63-77,7°C olduğundan ortalama 70°C sıcaklığa göre hesap yapılmıştır.) 70°C alınarak Denklem (3.1)'de yerine konulduğunda,

* Baz sayısı (BN): Baz sayısı, yağın korozyona neden olan asitleri absorbe edilme yeteneğinin ölçüsü olup birimi mgKOH/g'dır.

$$C_p = 4,19x \left[\frac{0,402 + 0,00081x70}{\sqrt{0,92}} \right]$$

$C_p = 2,096 \text{ kJ / kg}$ bulunur.

3.2.1.2 Egzoz Gazlarının Santral boyunca Entalpi ve Entropi Değerlerinin Hesaplanması

Egzoz gazı çıkışındaki gazların hacim yüzdeleri firma tarafından ölçülmüş, bu değerler Çizelge 3.7 de sunulmuştur.

Çizelge 3-7 : Santral egzoz gazı analiz sonuçlarına göre gazların hacim oranları (%)

	@ 0°C	@ 30°C
H ₂ O	4,6	7,1
SO ₂	0,09	0,09
CO ₂	5,6	6,1
CO	0,0	0,0
NO ₂	0,1	0,1
N ₂	76,2	74,4
O ₂	12,4	11,2
CH ₄	0,0	0,0
Ar	0,9	0,9
He	0,0	0,0

Egzoz gazı hacimsel debisi ve sıcaklıklar bilinmektedir. Farklı sıcaklıklardaki gaz yoğunlukları kısmi hacimler ile çarpılarak kütle debileri, daha sonra kütle debileri gazların molar ağırlığına bölünerek gazların molar debileri,

$$\dot{n}(\text{kmol} / \text{s}) = \frac{d(\text{kg} / \text{m}^3) \cdot \dot{V}(\text{m}^3 / \text{s})}{M(\text{kg} / \text{kmol})} \quad (3.2)$$

şeklinde hesaplanır. Daha sonra molar debilerden kısmi basınçlar hesaplanabilir.

Bileşenlerin reaksiyona girmediği ve toplam kütle korunmuş kabul edilecektir. Bu varsayımla egzoz gazlarının molar debileri ve kısmi basınçları da değişmeyecektir. Gazların büyük kısmını su buharı, karbondioksit, azot ve oksijen oluşturmaktadır. Bu dört gaz için egzoz gazları santral boyunca yüksek sıcaklık ve düşük basınçta bulduklarından ideal gaz yaklaşımında bulunularak ideal gaz entalpileri ve entropileri ve kısmi basınçlar kullanılarak karışımın entalpi ve entropi değerleri sırasıyla,

$$\bar{h} = \sum x_i \bar{h}_i \quad (3.3)$$

$$\bar{s} = \sum x_i \cdot \bar{s}_i, \quad \bar{s}_i = \bar{s}_i^o - R_u \ln x_i \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (3.4)$$

denklemleri kullanılarak hesaplanır. Bu denklemlerde \bar{h} değerleri entalpileri, \bar{s} değerleri entropileri, x değerleri kısmi basınçları ve R değeri universal gaz sabitini (8,314 kJ/kmol.°C) simgeler. Denklem (3.4)'teki \bar{s}^o değeri entropinin sıcaklığa bağlı kısmını ifade etmekte olup, ilgili egzoz gazının ideal gaz varsayımıyla sıcaklığa bağlı termodinamik özelliklerini gösteren tablolardan okunabilir.

Karışımın hacim olarak %98,8'ine denk gelen 4 gaz için 0°C hava sıcaklığında motorlar çalışırken egzoz gazlarının motordan çıkış sıcaklığı olan 326°C için ve benzer şekilde 30°C hava sıcaklığında motorlar çalışırken egzoz gazlarının motordan çıkış sıcaklığı olan 380°C için gaz yoğunlukları EES kütüphanesinden edinilerek gazların kısmi basınçları hesaplanmıştır.

Çizelge 3-8 : 0°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının kısmi basınçları

Egzoz Gazı	Hacim Oranı %	Hacimsel Debi m ³ /s	Yoğunluk @ 326°C kg/ m ³	Kütlesel Debi kg/s	Molar Kütle kg/kmol	Molar Debi kmol/s	Kısmi Basınç bar
H ₂ O	4,6	1,7664	0,3629	0,641027	18	0,035613	0,046587
CO ₂	5,6	2,1504	0,8864	1,906115	44	0,043321	0,056674
N ₂	76,2	29,2608	0,5642	16,50894	28	0,589605	0,77129
O ₂	12,4	4,7616	0,6445	3,068851	32	0,095902	0,125453
Toplam	98,8	37,9392		22,12494		0,76444	1

Benzer şekilde ;

Çizelge 3-9 : 30°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının kısmi basınçları

Egzoz Gazı	Hacim Oranı %	Hacimsel Debi m ³ /s	Yoğunluk @ 383°C kg/ m ³	Kütlesel Debi kg/s	Molar Kütle kg/kmol	Molar Debi kmol/s	Kısmi Basınç bar
H ₂ O	7,1	2,9678	0,3302	0,979968	18	0,054443	0,071886
CO ₂	6,1	2,5498	0,8067	2,056924	44	0,046748	0,061726
N ₂	74,4	31,0992	0,5135	15,96944	28	0,570337	0,753072
O ₂	11,2	4,6816	0,5866	2,746227	32	0,08582	0,113316
Toplam	98,8	41,2984		21,75256		0,757348	1

Bu kısmi basınçlar (x_i) egzoz gazlarının santral boyunca ölçüm noktalarındaki sıcaklıklarda termodinamik tablolarından okunan entalpi ve entropi değerleri ile çarpılıp toplanarak karışımın bu noktadaki entalpi ve entropi değerleri hesaplanır.

Entalpilerin hesabı için Denklem (3.3) kullanılır. Hesaplanan entalpi değerleri karışım için kJ/kmol olarak bulunduktan sonra önce toplam molar debisiyle çarpılarak gaz karışımının motor çıkışındaki toplam enerjisi kW cinsinden bulunmuş sonra kütle debisine bölünerek kJ/kg olarak entalpi değeri,

$$h(kJ / kg) = \bar{h}(kJ / kmol) \cdot \dot{n}(kmol / s) / \dot{m}(kg / s) \quad (3.5)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelgeler 3.10 ve 3.11’de sunulmuştur.

Çizelge 3-10 : 0°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının hesaplanan entalpileri

		Egzoz Gazı Noktaları					
		19	20	21	22	23	T _o
		Bu Noktalardaki Egzoz Gazı Sıcaklığı					
		474°C	326°C	323°C	170°C	40°C	0°C
Egzoz Gazı Bileşenlerinin Kısmi Basıncı (bar)		Egzoz Gazı Bileşenlerinin Entalpileri \bar{h} (kJ/kmol)					
H ₂ O	0,04658	26358	20402	20293,1	14837,8	10740	9061,5
CO ₂	0,05667	30135	22280	22138,1	15182,7	10301	8443,6
N ₂	0,77127	22460	17563	17472,7	13023	9393	7936,6
O ₂	0,12546	23178	17929	17833	13014,5	9413	7945,6
		Egzoz Gazı Karışımının Hesaplanan Entalpisi ve Birim Zamandaki Toplam Akış Enerjisi					
kJ/kmol		23166,66	18008,52	17913,71	13228,88	9509,72	8018,87
kW		17710,03	13766,82	13694,35	10112,98	7269,82	6130,12
h (kJ/kg)		800,43	622,21	618,93	457,07	328,57	277,06

Çizelge 3-11: 30°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının hesaplanan entalpileri

		Egzoz Gazı Noktaları					
		19	20	21	22	23	T _o
		Bu Noktalardaki Egzoz Gazı Sıcaklığı					
		557°C	383°C	380°C	225°C	55°C	30°C
Egzoz Gazı Bileşenlerinin Kısmi Basıncı (bar)		Egzoz Gazı Bileşenlerinin Entalpileri \bar{h} (kJ/kmol)					
H ₂ O	0,07189	29062	22452	22341	16757,8	10976	10066,8
CO ₂	0,06173	33730	24965,6	24819,8	17588,8	10570	9552,8
N ₂	0,75307	24658	19258	19166,5	14521,8	9597	8810,3
O ₂	0,11332	25537	19739,6	19641,8	14708	9620	8824,2
		Egzoz Gazı Karışımının Hesaplanan Entalpisi ve Birim Zamandaki Toplam Akış Enerjisi					
kJ/kmol		25634,17	19894,49	19797,52	14892,95	9758,8	8948,03
kW		19413,98	15067,04	14993,6	11279,14	7390,8	6776,77
h (kJ/kg)		892,49	692,66	689,28	518,52	339,77	311,54

Benzer şekilde entropi değerleri Denklem (3.4) kullanılarak hesaplanmıştır. Bu işlemler sırasında $R_u \ln x_i \left(\frac{P}{P_0} \right)$ terimleri hesaplanarak egzoz gazlarının ideal gaz varsayımıyla termodinamik özelliklerini gösteren tablolardan okunan entropi değerlerinden çıkarılmıştır. Daha sonra bulunan değerler kısmi basınç değerleriyle çarpılıp toplanarak egzoz gazının o sıcaklıktaki entropi değeri hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelgeler 3.12 ve 3.13'te sunulmuştur

Çizelge 3-12 : 0°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının hesaplanan entropileri

		Egzoz Gazı Noktaları					
		19	20	21	22	23	T _o
		Bu Noktalardaki Egzoz Gazı Sıcaklığı					
		474°C	326°C	323°C	170°C	40°C	0°C
Egzoz Gazı Bileşenlerinin Kısmi Basıncı (bar)		Egzoz Gazı Bileşenlerinin Entropileri \bar{s} (kJ/kmol.K)					
H ₂ O	0,04659	236,799	238,414	237,568	228,228	216,894	211,254
CO ₂	0,05667	268,178	267,064	266,825	253,385	240,565	234,321
N ₂	0,77129	211,045	214,225	214,069	205,22	195,989	191,09
O ₂	0,12545	240,881	243,604	243,438	234,108	224,638	219,704
		Egzoz Gazı Karışımının Hesaplanan Entropisi ve Birim Zamandaki Toplam Akış Enerjisi					
	kJ/kmol.K	219,225	222,032	221,838	212,646	203,083	198,069
	kW	167,585	169,73	169,582	162,555	155,245	151,412
	s (kJ/kg.K)	7,574	7,671	7,665	7,347	7,017	6,843

Çizelge 3-13 : 30°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının hesaplanan entropileri

		Egzoz Gazı Noktaları					
		19	20	21	22	23	T _o
		Bu Noktalardaki Egzoz Gazı Sıcaklığı					
		557°C	383°C	380°C	225°C	55°C	30°C
Egzoz Gazı Bileşenlerinin Kısmi Basıncı (bar)		Egzoz Gazı Bileşenlerinin Entropileri \bar{s} (kJ/kmol.K)					
H ₂ O	0,07189	236,361	238,082	237,913	228,159	214,024	211,146
CO ₂	0,06173	271,816	270,631	270,409	257,789	240,689	237,439
N ₂	0,75307	213,775	217,126	216,986	208,868	196,817	194,326
O ₂	0,11332	237,055	247,334	247,185	238,567	226,124	223,606
		Egzoz Gazı Karışımının Hesaplanan Entropisi ve Birim Zamandaki Toplam Akış Enerjisi					
	kJ/kmol.K	221,619	225,358	225,21	216,64	204,083	201,514
	kW	167,843	170,674	170,562	164,072	154,562	152,616
	s (kJ/kg.K)	7,716	7,846	7,841	7,543	7,105	7,016

3.2.2 Santral Akımlarının Kimyasal Ekserjilerin Hesaplanması

3.2.2.1 Yakıt Kimyasal Ekserjisinin Hesaplanması

Santralde kullanılan ana yakıt Fuel oil-6 olup yakıtların kimyasal ekserjileri onları oluşturan bileşenlerin kütle oranları yardımıyla hesaplanabileceği Temel Kavramlar bölümünde işlenmiştir (Denklemler (2.9)). Sıvı yakıtlar için Szargut (1988) tarafından aşağıdaki formüller önerilmiştir.

$$\beta_{sv} = 1,401 + 0,1728 \frac{y_{H_2}}{y_C} + 0,0432 \frac{y_{O_2}}{y_C} + 0,2169 \frac{y_S}{y_C} \left(1 - 2,0628 \frac{y_{H_2}}{y_C} \right) + 0,0428 \frac{y_{N_2}}{y_C}$$

$$\text{ve } ex_F^{CH} = \beta \cdot LHV$$

Bu hesabı yapabilmek için fuel oil içindeki bileşenlerin oranları bilinmelidir.

Aşağıdaki tablo fuel oil yakıtının bileşenleri ve ısıl değerlerine göre sınıflandırmasını göstermektedir.

Çizelge 3-14 : Fuel-oil tiplerine göre yakıt içeriğindeki bileşenlerin kütle oranları

Fuel-oil Tipi	Kütle Oranları (%)			
	No 2	No 4	No 5	No 6
Karbon	86.1-88.2	86.5-89.2	86.5-89.2	86.5-90.2
Hidrojen	11.8-13.9	10.6-13.0	10.5-12.0	9.5-12.0
Sulfur	0.05-1.0	0.2-2.0	0.5-3.0	0.8-5.0
Su ve çökeltiler	0-0.1	0-1.0	0.05-1.0	0.05-2.0

Söz konusu santralde kullanılan Fuel Oil - 6 için bileşenlerin kütle oranı (y) C için %86,5, H₂ için %11,5 ve S için %1,2 dir ve alt ısıl değeri 40243 kJ/kg olarak belirtilmiştir. Bu değerler yukarıdaki formüllerde yerine koyularak yakıt için birim kimyasal ekserji hesaplanabilir.

$$\beta = 1,401 + 0,1728 \frac{11,5}{86,5} + 0,0432 \frac{0}{86,5} + 0,2169 \frac{1,2}{86,5} \left(1 - 2,0628 \frac{11,5}{86,5} \right) + 0,0428 \frac{0}{86,5}$$

$$\beta = 1,066$$

$$ex_F^{CH} = \beta \cdot LHV = 1,066 \cdot 40243 (kJ / kg) = 42899,03 kJ / kg$$

Kimyasal ekserjiler hesaplanırken yakıt için birim kimyasal ekserji değeri olarak **42899,03 kJ/kg** değeri kullanılacaktır.

3.2.2.2 Egzoz Gazlarının Kimyasal Ekserjisinin Hesaplanması

Gaz karışımlarının kimyasal ekserjilerini hesaplamak için 2. bölümde belirtilen Denklem (2.10) kullanılır.

Egzoz gazlarının kısmi basınçları ile bu formüldeki standart kimyasal ekserji değerleri için önerilen modellerden ilki olan Model I (Ahrendts, 1980) kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Model I'e göre bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri Çizelge 3.15'te sunulmuştur.

Çizelge 3-15 : Model I (Ahrendts, 1980) e göre santraldeki maddelerin standart kimyasal ekserji değerleri

Standart Kimyasal Ekserji (kJ/kmol)				
Su	Su buharı	Karbondioksit	Azot	Oksijen
H ₂ O (l)	H ₂ O (g)	CO ₂	N ₂	O ₂
45	8636	14176	639	3951

Buna göre 0°C dış ortam sıcaklığında egzoz gazlarının karışım kimyasal ekserjisi Çizelge 3.16'daki değerlerin Denklem (2.10)'da yerine konmasıyla hesaplanmıştır.

Çizelge 3-16 : 0°C Hava sıcaklığında kısmi basınçlar ve standart kimyasal ekserjiler

Egzoz Gazı	Hacim Oranı	Kütlesel Debi	Molar Kütle	Molar Debi	Kısmi basınç	Standart Kimyasal Ekserji
	%	kg/s	kg/kmol	kmol/s	bar	kJ/kmol
H₂O	4,6	0,64107	18	0,035615	0,046588	8636
CO₂	5,6	1,90631	44	0,043325	0,056674	14176
N₂	76,2	16,50905	28	0,589609	0,771273	639
O₂	12,4	3,069207	32	0,095913	0,125464	3951
Toplam	98,8	22,12564		0,764462		

$$\overline{ex}^{CH} = \sum x_i \overline{ex}_i^{CH} + RT_0 \sum x_i \ln(x_i)$$

$$\begin{aligned} \overline{ex}^{CH}_{Egzoz,0^\circ C} &= 0,046x8636 + 0,056x14176 + 0,771x639 + 0,125x3951 \\ &+ 8,314x273,15x [0,046x\ln(0,046) + 0,056x\ln(0,056) \\ &+ 0,771x\ln(0,771) + 0,125x\ln(0,125)] \end{aligned}$$

$$\overline{ex}^{CH}_{Egzoz,0^\circ C} = 455,064 \text{ kJ / kmol}$$

$$ex_{Egzoz,0^{\circ}C}^{CH} = \frac{455,064 \text{ kJ / kmol} \times 0,76 \text{ kmol / s}}{22,12 \text{ kg / s}} = 15,72 \text{ kJ / kg}$$

30°C dış ortam sıcaklığında ise egzoz gazlarının karışım kimyasal ekserjisi, Çizelge 3.17'deki değerlerin Denklem (2.10)'da yerine konmasıyla hesaplanmıştır.

Çizelge 3-17 : 30°C Hava sıcaklığında kısmi basınçlar ve standart kimyasal ekserjiler

Egzoz Gazı	Hacim Oranı	Kütlesel Debi	Molar Kütle	Molar Debi	Kısmi basınç	Standart Kimyasal Ekserji
	%	kg/s	kg/kmol	kmol/s	bar	kJ/kmol
H ₂ O	7,1	0,979968	18	0,054443	0,07189	8636
CO ₂	6,1	2,056924	44	0,046748	0,06173	14176
N ₂	74,4	15,96944	28	0,570337	0,75307	639
O ₂	11,2	2,746227	32	0,08582	0,11332	3951
Toplam	98,8	21,7526		0,75735		

$$\overline{ex}^{CH} = \sum x_i \overline{ex}_i^{CH} + RT_0 \sum x_i \ln(x_i)$$

$$\begin{aligned} \overline{ex}_{Egzoz,30^{\circ}C}^{CH} &= 0,071 \times 8636 + 0,061 \times 14176 + 0,753 \times 639 + 0,113 \times 3951 \\ &+ 8,314 \times 303,15 \times [0,071 \times \ln(0,071) + 0,061 \times \ln(0,061) \\ &+ 0,753 \times \ln(0,753) + 0,113 \times \ln(0,113)] \end{aligned}$$

$$\overline{ex}_{Egzoz,30^{\circ}C}^{CH} = 355,328 \text{ kJ / kmol}$$

$$ex_{Egzoz,30^{\circ}C}^{CH} = \frac{355,328 \text{ kJ / kmol} \times 0,75 \text{ kmol / s}}{21,75 \text{ kg / s}} = 12,37 \text{ kJ / kg}$$

3.2.2.3 Havanın Kimyasal Ekserjisinin Hesaplanması

Hava %21 i Oksijen , %79 u Azot olan bir gaz karışımı gibi kabul edilerek kimyasal ekserjisi hesaplanabilir. Oksijenin standart kimyasal ekserjisi 3951 kJ/kmol, Azotun standart kimyasal ekserjisi 629 kJ/kmol, havanın molar ağırlığı 28,85 kg/kmol' dür.

Buna göre 0°C için havanın kimyasal ekserjisi yukarıdaki değerler ve Denklem (2.10) vasıtasıyla;

$$\overline{ex}^{CH} = \sum x_i \overline{ex}_i^{CH} + RT_0 \sum x_i \ln(x_i)$$

$$\begin{aligned} \overline{ex}^{CH}_{Hava,0^{\circ}C} &= 0,21 \times 3951 + 0,79 \times 639 + 8,314 \times 273,15 \times [0,21 \times \ln(0,21) + 0,79 \times \ln(0,79)] \\ \overline{ex}^{CH}_{Hava,0^{\circ}C} &= 160,08 \text{ kJ / kmol} \end{aligned}$$

$$ex^{CH}_{Hava,0^{\circ}C} = \frac{160,08 \text{ kJ / kmol}}{28,85 \text{ kg / kmol}} = 5,55 \text{ kJ / kg}$$

Ve 30°C için havanın kimyasal ekserjisi ;

$$\overline{ex}^{CH} = \sum x_i \overline{ex}_i^{CH} + RT_0 \sum x_i \ln(x_i)$$

$$\begin{aligned} \overline{ex}^{CH}_{Hava,30^{\circ}C} &= 0,21 \times 3951 + 0,79 \times 639 + 8,314 \times 303,15 \times [0,21 \times \ln(0,21) + 0,79 \times \ln(0,79)] \\ \overline{ex}^{CH}_{Hava,30^{\circ}C} &= 31,89 \text{ kJ / kmol} \end{aligned}$$

$$ex^{CH}_{Hava,30^{\circ}C} = \frac{31,89 \text{ kJ / kmol}}{28,85 \text{ kg / kmol}} = 1,105 \text{ kJ / kg}$$

olarak bulunur.

3.2.2.4 Suyun Kimyasal Ekserjisinin Hesaplanması

Suyun standart kimyasal ekserjisi 45 kJ/kmol ve molar ağırlığı 18 kg/kmoldur.

Buna göre;

$$ex^{CH}_{Su} = \frac{45 \text{ kJ / kmol}}{18 \text{ kg / kmol}} = 2,5 \text{ kJ / kg}$$

Bu bölümde çeşitli şekillerde hesaplanan ve diğer maddeler için tablolar ya da veritabanlarından okunan değerler yerine koyularak santraldeki akımlar için toplam ekserjilerin hesaplandığı Çizelgeler 3.18 ve 3.19 oluşturulmuştur.

Bu çizelgelerdeki noktalarda ekserji değerlerinin hesaplanmasında;

$$\dot{Ex}_i^{PH} = \dot{m}_i [h_i - h_0 - T_0 (s_i - s_0)] \quad (3.6)$$

$$\dot{Ex}_i^{CH} = \dot{m}_i ex^{CH} \quad (3.7)$$

$$\dot{Ex}_i^T = \dot{Ex}_i^{PH} + \dot{Ex}_i^{CH} \quad (3.8)$$

denklemleri kullanılmıştır.

Bu ekserji değerleri vasıtasıyla santral bileşenlerinde kaybolan ekserjiler ve bu bileşenlerin 2. yasa verimleri hesaplanabilir.

Çizelge 3-18 : Santralde hava sıcaklığı 0°C olduğunda ölçülen değerlere göre hesaplanan ekserji değerleri

		Sıcaklık	Basınç	Debi	Entalpi	Entropi	Akış Enerjisi	Birim	Birim	Birim	Birim	Birim	
								Zamandaki Toplam Enerji	Fiziksel Ekserji	Zamandaki Toplam Fiziksel Ekserji	Zamandaki Toplam Kimyasal Ekserji	Zamandaki Toplam Kimyasal Ekserji	
		T	P	\dot{m}	h	s	e	\dot{E}	ex^{PH}	$\dot{E}x^{PH}$	ex^{CH}	$\dot{E}x^{CH}$	$\dot{E}x^T$
		°C	bar	kg/s	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kW	kJ/kg	kW	kJ/kg	kW	kW
0	hava	0	1		273,405	5,611							
0	sıkıştırılmış su	0	1		0	0							
0	yağ	0	1		0	0							
0	egzoz	0	1		277,06	6,843							
1	yakıt	125	8	0,616	LHV=40243			24789,688	-	0	42899,038	26425,807	26425,807
2	hava	0	1	21,4	273,405	5,611	0	5850,867	0	0	5,55	118,77	118,77
3	hava	156,1	3	21,5	430,896	5,752	157,491	9264,264	118,981	2558,109	5,55	119,325	2677,435
4	hava	101,8	2,9	21,5	375,944	5,624	102,539	8082,796	98,993	2128,35	5,55	119,325	2247,676
5	hava	44,4	2,8	21,5	318,099	5,467	44,694	6839,128	84,032	1806,7	5,55	119,325	1926,026
6	sıkıştırılmış sıvı su	33,2	3,2	69,6	139,406	0,481	139,406	9702,661	8,136	566,262	2,5	174	740,262
7	sıkıştırılmış sıvı su	37,3	3,2	69,6	156,537	0,536	156,537	10895	10,094	702,531	2,5	174	876,531
8	sıkıştırılmış sıvı su	42,2	3,2	69,6	177,01	0,602	177,01	12319,88	12,694	883,518	2,5	174	1057,518
9	sıkıştırılmış sıvı su	33	3	69,6	138,552	0,478	138,552	9643,235	8,026	558,592	2,5	174	732,592
10	sıkıştırılmış sıvı su	33	3,2	69,6	138,57	0,478	138,57	9644,494	8,046	559,976	2,5	174	733,976
11	sıkıştırılmış sıvı su	87,7	3,7	53	367,533	1,166	367,533	19479,249	49,112	2602,96	2,5	132,5	2735,46
12	sıkıştırılmış sıvı su	93	3,7	53	389,819	1,227	389,819	20660,382	54,651	2896,523	2,5	132,5	3029,023

Çizelge 3.18 (devam) : Santralde hava sıcaklığı 0°C olduğunda ölçülen değerlere göre hesaplanan ekserji değerleri

13	sıkıştırılmış sıvı su	80	3,5	53	335,19	1,075	335,19	17765,044	41,501	2199,548	2,5	132,5	2332,048
14	sıkıştırılmış sıvı su	80,6	3,7	53	337,723	1,082	337,723	17899,294	42,092	2230,891	2,5	132,5	2363,391
15	yağ	63	5,1	48,4	132,057	0,434	132,057	6391,547	13,448	650,89	0	0	650,89
16	yağ	77,1	5,1	48,4	161,578	0,52	161,578	7820,373	19,471	942,374	0	0	942,374
17	hava	0	1	205	273,405	5,611	0	56048,025	0,005	1,025	5,55	1137,75	1138,775
18	hava	21	1	205	300,581	5,701	27,176	61619,105	2,5975	532,4875	5,55	1137,75	1670,238
19	egzoz	474	3,6	22,12	800,43	7,574	523,37	17705,512	323,697	7160,185	15,72	347,726	7507,912
20	egzoz	326	1	22,12	622,211	7,671	345,151	13763,307	118,983	2631,9	15,72	347,726	2979,626
21	egzoz	324	1	22,12	618,935	7,664	341,875	13690,842	117,619	2601,729	15,72	347,726	2949,455
22	egzoz	170	1	22,12	457,07	7,347	180,01	10110,388	42,342	936,614	15,72	347,726	1284,34
23	egzoz	40	1	22,12	328,57	7,016	51,51	7267,968	4,255	94,122	15,72	347,726	441,848
24	kızgın su buharı	313,5	22,34	0,925	3049,167	6,763	3049,167	2820,48	1201,84	1111,702	2,5	2,313	1114,014
25	doymuş su buharı (x=0,815)	46,16	0,1018	0,925	2144,52	6,765	2144,52	1983,681	296,746	274,49	2,5	2,313	276,803
26	sıkıştırılmış sıvı su	40	0,1018	0,925	167,544	0,572	167,544	154,978	11,185	10,346	2,5	2,313	12,658
27	sıkıştırılmış sıvı su	40	4	0,925	167,889	0,572	167,889	155,297	11,571	10,704	2,5	2,313	13,016
28	sıkıştırılmış sıvı su	26,37	3	61	110,841	0,386	110,841	6761,318	5,31	323,936	2,5	152,5	476,436
29	sıkıştırılmış sıvı su	33,25	3	61	139,597	0,481	139,597	8515,412	8,139	496,462	2,5	152,5	648,962

Çizelge 3-19 : Santralde hava sıcaklığı 30°C olduğunda ölçülen değerlere göre hesaplanan ekserji değerleri

		Sıcaklık	Basınç	Debi	Entalpi	Entropi	Akış Enerjisi	Birim	Özgül	Birim	Özgül	Birim	Birim
								Zamandaki	Fiziksel	Zamandaki	Fiziksel	Zamandaki	TOPLAM
							E	ex^{PH}	$\dot{E}x^{PH}$	ex^{CH}	$\dot{E}x^{CH}$	$\dot{E}x^T$	
							kj/kg	kJ/kg	kW	kJ/kg	kW	kW	
0	hava	30	1		303,601	5,716							
0	sıkıştırılmış su	30	1		125,833	0,437							
0	yağ	30	1		62,916	0,218							
0	egzoz	30	1		311,54	7,016							
1	yakıt	128	8	0,662	LHV=40243			26640,866	-	0	42899,038	28399,163	28399,163
2	hava	30	1	21,1	303,601	5,716	0	6405,9811	0	0	1,105	23,316	23,316
3	hava	213,5	3	21,1	489,447	5,88	185,846	10327,3317	136,154	2872,849	1,105	23,316	2896,165
4	hava	110,6	2,9	21,1	384,829	5,648	81,228	8119,8919	101,832	2148,655	1,105	23,316	2171,971
5	hava	51,6	2,8	21,1	325,349	5,49	21,748	6864,8639	90,226	1903,769	1,105	23,316	1927,084
6	sıkıştırılmış sıvı su	40	3,2	69,5	167,818	0,572	41,985	11663,36	0,916	63,637	2,5	173,75	237,387
7	sıkıştırılmış sıvı su	44,4	3,2	69,5	186,202	0,631	60,369	12941,011	1,635	113,653	2,5	173,75	287,403
8	sıkıştırılmış sıvı su	49,5	3,2	69,5	207,512	0,697	81,679	14422,087	2,773	192,744	2,5	173,75	366,494
9	sıkıştırılmış sıvı su	40	3	69,5	167,8	0,572	41,967	11662,128	0,896	62,241	2,5	173,75	235,991
10	sıkıştırılmış sıvı su	40	3,2	69,5	167,818	0,572	41,985	11663,36	0,916	63,637	2,5	173,75	237,387
11	sıkıştırılmış sıvı su	82,9	3,7	53	347,374	1,109	221,541	18410,84	17,704	938,312	2,5	132,5	1070,812
12	sıkıştırılmış sıvı su	93	3,7	53	389,819	1,227	263,986	20660,382	24,531	1300,145	2,5	132,5	1432,645

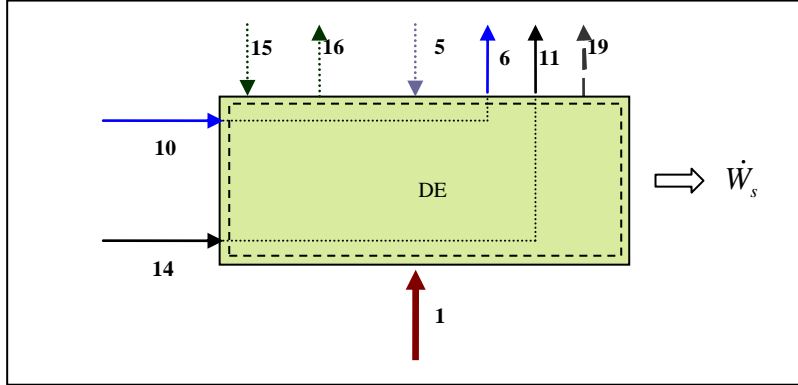
Çizelge 3.19 (devam) : Santralde hava sıcaklığı 0°C olduğunda ölçülen değerlere göre hesaplanan ekserji değerleri

13	sıkıştırılmış sıvı su	74,6	3,5	53	312,548	1,011	186,715	16565,068	12,848	680,954	2,5	132,5	813,454
14	sıkıştırılmış sıvı su	74,6	3,7	53	312,565	1,011	186,732	16565,924	12,868	682,011	2,5	132,5	814,511
15	yağ	63	5,1	48,4	132,057	0,434	69,1405	6391,547	6,993	338,483	0	0	338,483
16	yağ	77,7	5,1	48,4	162,836	0,524	99,9195	7881,248	10,618	513,934	0	0	513,934
17	hava	30	1	205	303,601	5,716	0	62238,205	0	0	1,105	226,525	226,525
18	hava	63	1	205	336,829	5,82	33,228	69049,945	1,716	351,78	1,105	226,525	578,305
19	egzoz	557	3,6	21,77	892,491	7,716	580,951	19429,5291	368,851	8029,886	12,37	269,295	8299,181
20	egzoz	383	1	21,77	692,656	7,846	381,116	15079,1211	129,626	2821,958	12,37	269,295	3091,253
21	egzoz	380	1	21,77	689,28	7,841	377,74	15005,6256	127,765	2781,444	12,37	269,295	3050,739
22	egzoz	225	1	21,77	518,52	7,543	206,98	11288,1804	47,299	1029,699	12,37	269,295	1298,994
23	egzoz	55	1	21,77	339,767	7,105	28,227	7396,72759	1,26	27,43	12,37	269,295	296,725
24	kızgın su buharı	358,2	22,75	1,156	3150,325	6,921	3024,492	3641,776	1059,694	1225,006	2,5	2,89	1227,896
25	doymuş su buharı(x=0,85)	57,1	0,1742	1,156	2263,269	6,924	2137,436	2616,338	171,799	198,6	2,5	2,89	201,49
26	sıkıştırılmış sıvı su	50	0,1742	1,156	209,341	0,704	83,508	241,998	2,599	3,004	2,5	2,89	5,894
27	sıkıştırılmış sıvı su	50	4	1,156	209,671	0,704	83,838	242,379	2,982	3,448	2,5	2,89	6,338
28	sıkıştırılmış sıvı su	35	3	61	146,909	0,505	21,076	8961,474	0,382	23,274	2,5	152,5	175,774
29	sıkıştırılmış sıvı su	44	3	61	184,513	0,625	58,68	11255,281	1,54	93,919	2,5	152,5	246,419

3.2.3 Santralin Ekserji Analizinde Kullanılacak Denklemler

Bu bölümde Çizelge 3.18 ve 3.19’da elde edilen birim zamandaki toplam ekserji değerlerinin kullanılacağı ekserji dengesi ve verim denklemleri santral ana bileşenleri için türetilmiştir. Bunun için bu bölümde santral bileşenlerine ait kontrol hacimlerini gösteren Şekil 3.7 den 3.17’e kadar olan şekiller oluşturularak kullanılmıştır.

3.2.3.1 Dizel Motordaki (ENG) Ekserji Dengesi



Şekil 3.7: Dizel motor kontrol hacmi

Motora giren-çıkan akımlar

1 Yakıt girişi

5 Hava girişi

19 Egzoz çıkışı

10 Düşük sıcaklıktaki soğutma suyu girişi

6 Düşük sıcaklıktaki soğutma suyu çıkışı

14 Yüksek sıcaklıktaki soğutma suyu girişi

11 Yüksek sıcaklıktaki soğutma suyu çıkışı

15 Yağlama yağı girişi

16 Yağlama yağı çıkışı

\dot{W}_s Motor şaftında birim zamanda üretilen net iş

Dizel motorda ekserji kaybı için 2 farklı yaklaşımda bulunulabilir. 1. yaklaşımda motora giren çıkan tüm akımlar üzerinden hesap yapılırken, 2. yaklaşımda yakıt ekserjisi giren, şaftta üretilen iş ise çıkan olarak kabul edilir. Buna göre hesaplarda,

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_6, \dot{m}_{14} = \dot{m}_{11}, \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}, \dot{m}_5 + \dot{m}_1 = \dot{m}_{19} \quad (3.9)$$

$$\dot{E}x_{ENG,yık} = (\dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{14} + \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_5 + \dot{E}x_1) - (\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{19} + \dot{W}_s) \quad (3.10)$$

$$\varepsilon_{ENG,1} = \frac{(\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{19} + \dot{W}_s)}{(\dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{14} + \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_5 + \dot{E}x_1)} \left(\frac{\text{Birim zamanda çıkan toplam eks.}}{\text{Birim zamanda giren toplam eks.}} \right) \quad (3.11)$$

$$\dot{E}x_{ENG,yık,2} = \dot{E}x_1 - \dot{W}_s \quad (3.12)$$

$$\varepsilon_{ENG,2} = \frac{\dot{W}_s}{\dot{E}x_1} \text{ (Üretilen net güç / Birim zamanda giren yakıt ekserjisi)} \quad (3.13)$$

denklemleri kullanılabilir. Bu çalışma kapsamındaki hesaplarda motor için 1. yaklaşıma uygun olarak türetilen Denklemler (3.10), (3.11) ve motor shaftında üretilen net güç değeri (\dot{W}_s) için 0°C hava sıcaklığında **10860 kW**, 30°C hava sıcaklığında **11640 kW** olarak ölçülen değerler kullanılmıştır.

3.2.3.2 Turbo Kompresörü (TC) ve Gaz Türbinindeki (GT) Ekserji Dengesi



Şekil 3.8: Turbo kompresörü ve gaz türbini kontrol hacmi

Akımlar

19 Egzoz gazı gaz türbini girişi

20 Egzoz gazı gaz türbini çıkışı

2 Kompresör hava girişi

3 Kompresör hava çıkışı

Turbo kompresörü için ;

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.14)$$

$$\dot{W}_{TC,y} = \dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.15)$$

$$\dot{E}x_{TC,yık} = (\dot{E}x_2 + \dot{W}_{TC,y}) - \dot{E}x_3 \quad (3.16)$$

$$\varepsilon_{TC} = \frac{\dot{E}x_3}{\dot{E}x_2 + \dot{W}_{TC,y}} \quad (3.17)$$

Gaz türbini için ;

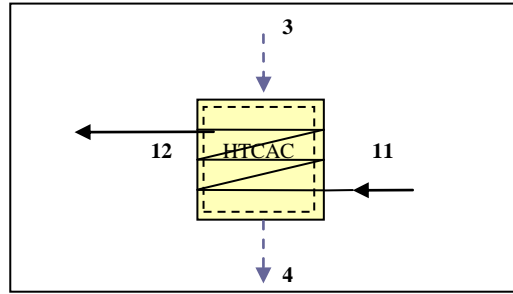
$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} \quad (3.18)$$

$$\dot{W}_{GT,y} = \dot{m}_{19} \cdot (h_{19} - h_{20}) \quad (3.19)$$

$$\dot{E}x_{GT,yık} = \dot{E}x_{19} - (\dot{W}_{GT,y} + \dot{E}x_{20}) \quad (3.20)$$

$$\varepsilon_{GT} = \frac{\dot{W}_{GT,y} + \dot{E}x_{20}}{\dot{E}x_{19}} \quad (3.21)$$

3.2.3.3 Yüksek Sıcaklık Şarj Havaısı Soğutucusunda (HTCAC) Ekserji Dengesi



Şekil 3.9: Yüksek sıcaklık şarj havaısı soğutucusu kontrol hacmi

Akımlar

3 Şarj havaısı girişi

4 Şarj havaısı çıkışı

11 Yüksek sıcaklık soğutma suyu girişi

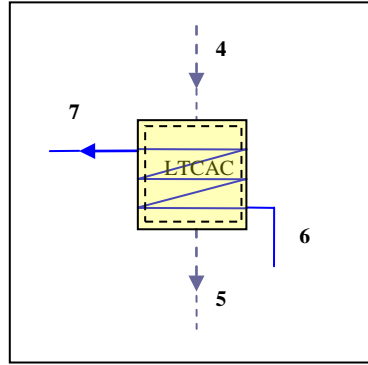
12 Yüksek sıcaklık soğutma suyu çıkışı

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4, \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (3.22)$$

$$\dot{E}x_{HTCAC,yık} = (\dot{E}x_3 + \dot{E}x_{11}) - (\dot{E}x_4 + \dot{E}x_{12}) \quad (3.23)$$

$$\varepsilon_{HTCAC} = \frac{(\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_4)}{(\dot{E}x_3 + \dot{E}x_{11})} \quad (3.24)$$

3.2.3.4 Düşük Sıcaklık Şarj Havası Soğutucusunda (LTCAC) Ekserji Dengesi



Şekil 3.10: Düşük sıcaklık şarj havası soğutucusu kontrol hacmi

Akımlar

4 Şarj havası girişi

5 Şarj havası çıkışı

6 Düşük sıcaklık soğutma suyu girişi

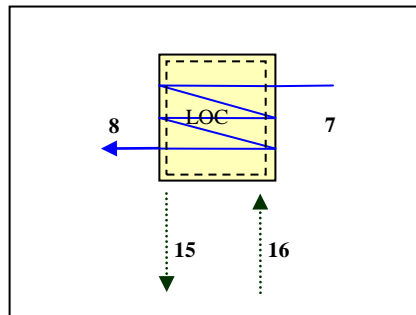
7 Düşük sıcaklık soğutma suyu çıkışı

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5, \dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (3.25)$$

$$\dot{E}x_{LTCAC,yık} = (\dot{E}x_4 + \dot{E}x_6) - (\dot{E}x_7 + \dot{E}x_5) \quad (3.26)$$

$$\varepsilon_{LTCAC} = \frac{(\dot{E}x_7 + \dot{E}x_5)}{(\dot{E}x_4 + \dot{E}x_6)} \quad (3.27)$$

3.2.3.5 Yağlama Yağı Soğutucusunda (LOC) Ekserji Dengesi



Şekil 3.11: Yağlama yağı soğutucusu kontrol hacmi

Akımlar

15 Yağlama yağı girişi

16 Yağlama yağı çıkışı

7 Düşük sıcaklık soğutma suyu girişi

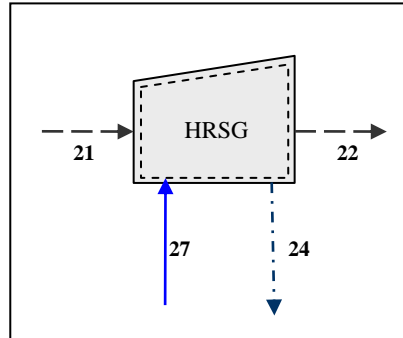
8 Düşük sıcaklık soğutma suyu çıkışı

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8, \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (3.28)$$

$$\dot{E}x_{LOC,yık} = (\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_7) - (\dot{E}x_{15} + \dot{E}x_8) \quad (3.29)$$

$$\varepsilon_{LOC} = \frac{(\dot{E}x_{15} + \dot{E}x_8)}{(\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_7)} \quad (3.30)$$

3.2.3.6 Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratöründe (HRSG) Ekserji Dengesi



Şekil 3.12: Isı geri kazanımlı buhar jeneratörü kontrol hacmi

Akımlar

21 Egzoz gazı girişi

22 Egzoz gazı çıkışı

27 Su girişi

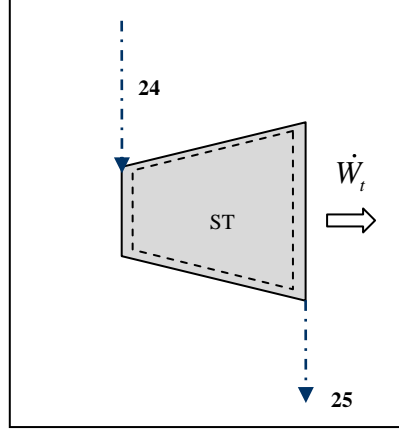
24 Buhar çıkışı

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}, \dot{m}_{27} = \dot{m}_{24} \quad (3.31)$$

$$\dot{E}x_{HRSG,yık} = (\dot{E}x_{21} + \dot{E}x_{27}) - (\dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{24}) \quad (3.32)$$

$$\varepsilon_{HRSG} = \frac{(\dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{24})}{(\dot{E}x_{21} + \dot{E}x_{27})} \quad (3.32)$$

3.2.3.7 Buhar Türbininde (ST) Ekserji Dengesi



Şekil 3.13: Buhar türbini kontrol hacmi

Akımlar

24 Buhar girişi

25 Buhar çıkışı

W_t Türbinde üretilen net iş (santralde ölçülen değer kullanılacaktır.)

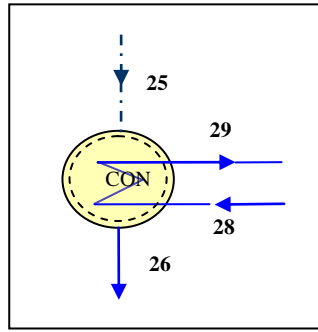
$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{25} \quad (3.34)$$

$$\dot{E}x_{ST,yık} = \dot{E}x_{24} - (\dot{E}x_{25} + \dot{W}_t) \quad (3.35)$$

$$\varepsilon_{ST} = \frac{\dot{W}_t + \dot{E}x_{25}}{\dot{E}x_{24}} \quad (3.36)$$

Buhar türbininde 11 motorun egzoz gazları vasıtasıyla elde edilen buhardan üretilen net güç değeri 0°C hava sıcaklığında 6365 kW ile motor başına **578,63 kW** ve 30°C hava sıcaklığında 9862 kW ile motor başına **896,5 kW** olarak ölçülmüştür.

3.2.3.8 Kondenserde (CON) Ekserji Dengesi



Şekil 3.14: Kondenser kontrol hacmi

Akımlar

25 Buhar girişi

26 Su çıkışı

29 Soğutma suyu girişi

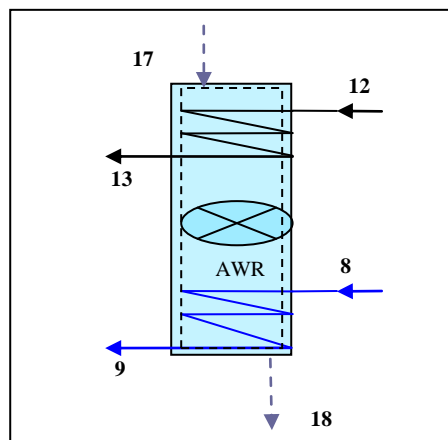
28 Soğutma suyu çıkışı

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} , \dot{m}_{28} = \dot{m}_{29} \quad (3.37)$$

$$\dot{E}x_{CON,yık} = (\dot{E}x_{25} + \dot{E}x_{28}) - (\dot{E}x_{26} + \dot{E}x_{29}) \quad (3.38)$$

$$\varepsilon_{CON} = \frac{(\dot{E}x_{26} + \dot{E}x_{29})}{(\dot{E}x_{25} + \dot{E}x_{28})} \quad (3.39)$$

3.2.3.9 Hava Soğutmalı Radyatördeki (AWR) Ekserji Dengesi



Şekil 3.15: Hava soğutmalı radyatör kontrol hacmi

Akımlar

17 Soğutma havası girişi

18 Soğutma havası çıkışı

12 Yüksek sıcaklık soğutma suyu girişi

13 Yüksek sıcaklık soğutma suyu çıkışı

8 Düşük sıcaklık soğutma suyu girişi

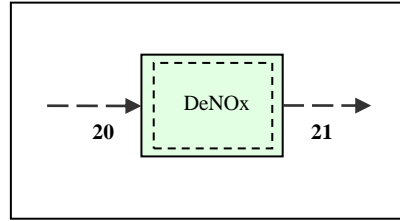
9 Düşük sıcaklık soğutma suyu çıkışı

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} , \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} , \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.40)$$

$$\dot{E}x_{AWR,yık} = (\dot{E}x_8 + \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{17}) - (\dot{E}x_9 + \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{18}) \quad (3.41)$$

$$\varepsilon_{AWR} = \frac{(\dot{E}x_9 + \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{18})}{(\dot{E}x_8 + \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{17})} \quad (3.42)$$

3.2.3.10 Azottan Arındırma Ünitesindeki (DeNOx) Ekserji Dengesi



Şekil 3.16: Azottan arındırma ünitesi kontrol hacmi

Akımlar

20 Azottan arındırma ünitesine egzoz gazı girişi

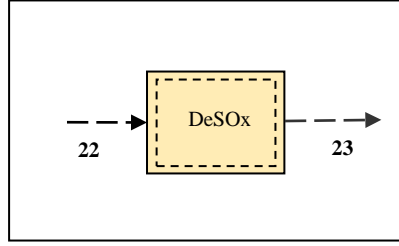
21 Azottan arındırma ünitesinden egzoz gazı çıkışı

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} \quad (3.43)$$

$$\dot{E}x_{DeNOx,yık} = (\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21}) \quad (3.44)$$

$$\varepsilon_{DeNOx} = \frac{\dot{E}x_{21}}{\dot{E}x_{20}} \quad (3.45)$$

3.2.3.11 Sülfürden Arındırma Ünitesindeki (DeSOx) Ekserji Dengesi



Şekil 3.17: Sülfürden arındırma ünitesi kontrol hacmi

Akımlar

22 Sülfürden arındırma ünitesine egzoz gazı girişi

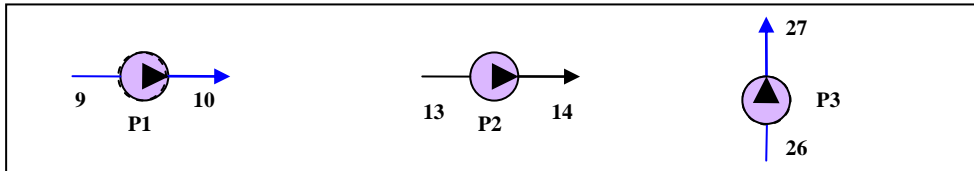
23 Sülfürden arındırma ünitesinden egzoz gazı çıkışı

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} \quad (3.46)$$

$$\dot{E}_{DeSOx,yık} = (\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{23}) \quad (3.47)$$

$$\varepsilon_{DeSOx} = \frac{\dot{E}x_{23}}{\dot{E}x_{22}} \quad (3.48)$$

3.2.3.12 Pompalarda Ekserji Dengesi



Şekil 3.18 : Pompa kontrol hacimleri

Akımlar

9,13,26 Pompalara su girişi

10,14,27 Pompalardan su çıkışı

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} , \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} , \dot{m}_{26} = \dot{m}_{27} \quad (3.49)$$

$$\dot{W}_{P1} = \dot{m}_9 \cdot (h_9 - h_{10}) , \dot{W}_{P2} = \dot{m}_{13} \cdot (h_{13} - h_{14}) , \dot{W}_{P3} = \dot{m}_{26} \cdot (h_{26} - h_{27}) \quad (3.50)$$

$$\dot{W}_{P1r} = \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10} , \dot{W}_{P2r} = \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14} , \dot{W}_{P3r} = \dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{27} \quad (3.51)$$

$$\dot{E}x_{P1,ytk} = \dot{W}_{P1} - \dot{W}_{P1r}, \quad \dot{E}x_{P2,ytk} = \dot{W}_{P2} - \dot{W}_{P2r}, \quad \dot{E}x_{P3,ytk} = \dot{W}_{P3} - \dot{W}_{P3r} \quad (3.52)$$

$$\varepsilon_{P1} = \frac{\dot{W}_{P1r}}{W_{P1}}, \quad \varepsilon_{P2} = \frac{\dot{W}_{P2r}}{W_{P2}}, \quad \varepsilon_{P3} = \frac{\dot{W}_{P3r}}{W_{P3}} \quad (3.53)$$

Santralin ısı verimi için:

$$\eta_{santral} = \frac{\dot{W}_s + \dot{W}_t + \dot{W}_{P_{toplama}}}{\dot{E}_1} \quad (3.54)$$

Son olarak kombine çevrim santralde 2. yasa verimi için:

$$\varepsilon_{santral} = \frac{\dot{W}_s + \dot{W}_t + \dot{W}_{P_{toplama}}}{\dot{E}x_1} \quad (3.55)$$

denklemleri kullanılacaktır.

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

4.1 Sonuçlar

Daha önce Çizelge 3.18 ve Çizelge 3.19'da hesaplanan ekserji değerleri Bölüm 3.2.3'te verilen denklemlerde yerine koyularak hesaplamalar yapılmıştır. Santral boyunca santral ünitelerine giren çıkan toplam ekserji değerleri, bu bileşenlerdeki ekserji kayıpları ve bileşenlerin 2. yasa verimleri santral dış ortam sıcaklığı 0°C ve 30°C olduğu iki durum için hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar ve değerlendirmeleri şu şekilde olmuştur;

1. Her iki durumda da motorlardaki ekserji kayıplarının belirlenen santral bileşenleri için hesaplanan tüm ekserji kayıplarının %69-70'i civarı olduğu ve bunun diğer üniteler için hesaplanan değerlere oranla oldukça yüksek olduğu görülmüştür. Bunun nedeni motor bloğunda gerçekleşen yanma, sıkışma olaylarından ve mekanik sürtünmelerden kaynaklanan tersinmezliklerin oldukça fazla olması olarak değerlendirilmiştir.
2. Santralde motorlardan sonra en önemli ekserji kaybı kaynağının, belirlenen santral bileşenleri için hesaplanan tüm ekserji kayıplarının %6-7'si ile Turbo Kompresörü olduğu görülmüştür. Turbo kompresöründe de yüksek debideki havanın motordaki volumetrik verimini artırmak üzere sıkıştırılması sırasındaki sıcaklık yükselmesi ve mekanik sürtünmeler ekserji kaybına neden olmaktadır. Bununla birlikte, turbo kompresörü için %75 civarı ve gaz türbini için %90 civarı olarak hesaplanan 2. yasa verimlerine bakarak yorumlandığında kompresör kısmı için bir miktar geliştirme potansiyeli bulunmakla beraber, birlikte yeterli performansı verdikleri değerlendirilebilir.
3. Santralde ekserji kaybının yüksek olduğu bir diğer ekipmanın, yine belirlenen santral bileşenleri için hesaplanan tüm ekserji kayıplarının %6-7'si civarı ile Sülfürden Arındırma Ünitesi olduğu dikkat çekmiştir. Bunun nedeninin ise egzoz gazlarının sülfürden arındırma reaksiyonlarının gerçekleşebilmesi için yüksek sıcaklıkta bulunmalarının gerekli olması ve bu reaksiyonlar sonucu

gazların düşük sıcaklıklara inerek santral dışına atılmaları olduğu değerlendirilmiştir.

4. Santralde 30°C hava sıcaklığında, 0°C hava sıcaklığındaki duruma göre daha fazla toplam ekserji kaybı olmasına karşın, motorlarda ve buhar türbininde daha fazla enerji üretimi olduğu da görülmüştür. Özellikle buhar türbininde ve ısı geri kazanımlı buhar jeneratöründeki verim artışı dikkat çekicidir. Bunda 30°C hava sıcaklığında çalışan motorlardan çıkan egzoz gazlarının nispeten yüksek sıcaklıklarda kalarak yine daha yüksek sıcaklık ve debide buhar üretilmesini sağlaması bir pay sahibidir.
5. Bir diğer husus 30°C hava sıcaklığında, 0°C hava sıcaklığındaki duruma göre buhar türbini ve ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü dışındaki santral bileşenlerinde verimlerin düşmesidir. Bunun nedeni de santraldeki akışkanların daha yüksek sıcaklıklarda bulunarak yoğunluklarının düşmesi ve entropilerinin yükselmesidir.

Hesaplar sonunda elde edilen bulgular aşağıda Çizelge 4.1’de belirtilen kısaltmalar kullanılarak çeşitli grafik ve çizelgelerle sunulmuştur.

Çizelge 4-1: Santraldeki ana ekipmanlar ve kullanılan kısaltmalar

ENG	Dizel Motor
HRSG	Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü
ST	Buhar Türbini
CON	Kondenser
HTCAC	Yüksek Sıcaklıkta Şarj Havası Soğutucusu
LTCAC	Düşük Sıcaklıkta Şarj Havası Soğutucusu
LOC	Yağlama Yağı Soğutucusu
TC	Turbo Kompresörü
GT	Gaz Türbini
AWR	Hava Soğutmalı Radyatör
DeNOx	Azottan Arındırma Ünitesi
DeSOx	Sülfürden Arındırma Ünitesi

4.1.1 0°C Hava Koşulu için Elde Edilen Sonuçlar

Santraldeki Şekil 4.1’de listelenen ekipmanlar için santral 0°C hava sıcaklığında çalışırken ölçülen değerlerden hesaplanan ekserji değerleri Bölüm 3.2.3’te verilen denklemlerde yerine konularak giren-çıkan toplam ekserjiler, ekserji kayıpları ve 2. yasa verimleri hesaplanmış Çizelge 4.2 oluşturulmuştur.

Çizelge 4-2: 0°C hava sıcaklığında santral bileşenlerindeki ekserji kayıplarının hesaplanması ve bileşenlerin 2. yasa verimleri

Üniteler	Giren Ekserji	Çıkan Ekserji	Ekserji Kaybı	2. yasa verimi
	Ex_g kW	Ex_c kW	$Ex_{yık}$ kW	ϵ %
ENG $\dot{W}_s = 10860\text{kW}$	32100,09	22786,01	9314,08	0,710 0,41*
HRSG	2964,84	2600,68	364,15	0,877
ST $\dot{W}_t = 578,63\text{kW}$	1316,34	905,71	410,64	0,688
CON	889,43	780,95	108,48	0,878
HTCAC	5412,89	5276,70	136,20	0,975
LTCAC	2987,94	2802,56	185,38	0,938
LOC	1818,90	1708,41	110,50	0,939
TC	3532,17	2677,43	854,73	0,758
GT	7507,91	6921,83	586,08	0,922
AWR	5225,32	4734,88	490,44	0,906
DeSOx	1284,34	441,85	842,49	0,344
DeNOx	2979,63	2949,46	30,17	0,990

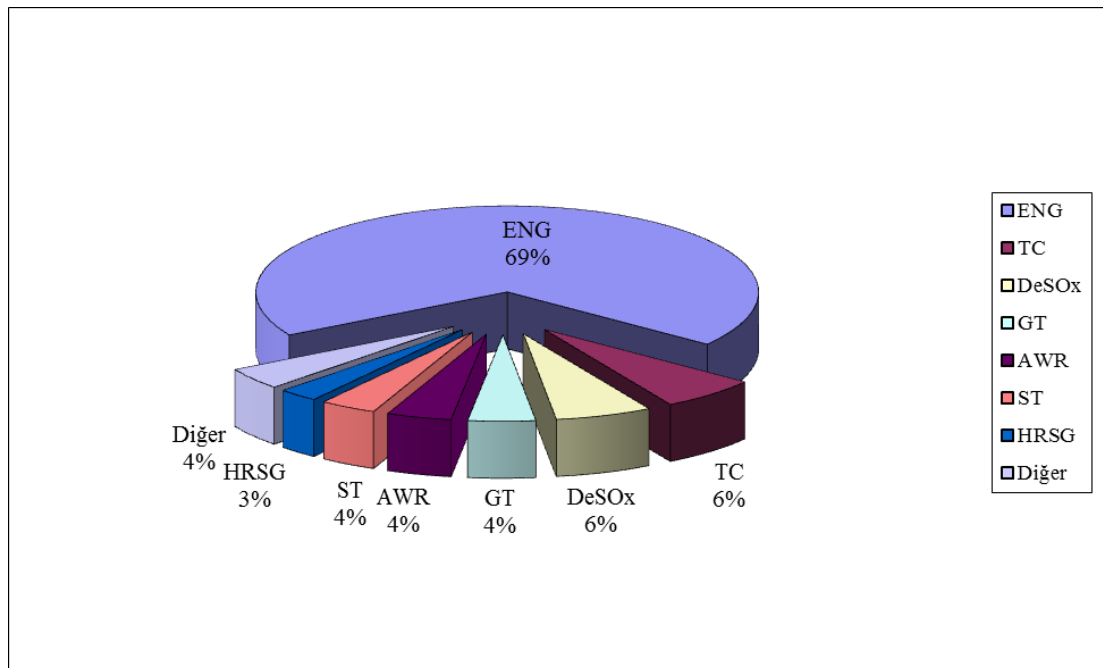
*Motorda Üretilen İş / Yakıt Ekserjisi ($\dot{W}_s/Ex_{yakıt}$)

\dot{W}_s : Motorda üretilen iş , \dot{W}_t = Türbinde üretilen iş

Santraldeki Çizelge 4.1’de listelenen ekipmanlar için santral 0°C hava sıcaklığında çalışırken oluşan ekserji kayıplarının belirlenen santral bileşenleri için hesaplanan toplam ekserji kaybına oranı Çizelge 4.3 ve Şekil 4.1’de sunulmuştur.

Çizelge 4-3 : 0°C hava sıcaklığında hesaplanan ekserji kayıplarının santral bileşenlerine dağılımı

	kW	%
ENG	9314,082	69,336
HRSG	364,152	2,711
ST	410,637	3,057
CON	108,481	0,808
HTCAC	136,196	1,014
LTCAC	185,381	1,380
LOC	110,496	0,823
TC	854,732	6,363
GT	586,082	4,363
AWR	490,439	3,651
DeNOx	30,171	0,002
DeSOx	842,492	6,272
TOPLAM	13433,342	



Şekil 4.1: 0°C hava sıcaklığında hesaplanan ekserji kayıplarının santral bileşenlerine dağılımı

4.1.2 30°C Hava Koşulu için Elde Edilen Sonuçlar

Santraldeki Çizelge 4.1’de belirtilen ekipmanlar için santral 30°C hava sıcaklığında çalışırken ölçülen değerlerden hesaplanan ekserji değerleri Bölüm 3.2.3’te verilen denklemlerde yerine konularak giren-çıkan toplam ekserjiler, ekserji kayıpları ve 2. yasa verimleri hesaplanmış Çizelge 4.4 oluşturulmuştur.

Çizelge 4-4 : 30°C hava sıcaklığında santral bileşenlerindeki ekserji kayıplarının hesaplanması ve bileşenlerin 2. yasa verimleri

Üniteler	Giren Ekserji	Çıkan Ekserji	Ekserji Kaybı	2. yasa verimi
	Ex_g kW	$Ex_ç$ kW	$Ex_{yık}$ kW	ϵ %
ENG $\dot{W}_s = 11640$ kW	31716,63	21543,61	10173,01	0,679 0,41*
HRSRG	3058,23	2749,95	308,28	0,899
ST $\dot{W}_t = 896,5$ kW	1450,96	1134,59	316,36	0,782
CON	445,56	297,82	147,74	0,668
HTCAC	3966,98	3604,62	362,36	0,909
LTCAC	2409,36	2214,49	194,87	0,919
LOC	801,34	704,98	96,36	0,880
TC	3944,67	2896,16	1048,50	0,734
GT	8081,48	7223,96	857,52	0,894
AWR	2025,66	1627,75	397,91	0,804
DeSOx	1298,99	296,73	1002,27	0,228
DeNOx	3091,25	3050,74	40,51	0,987

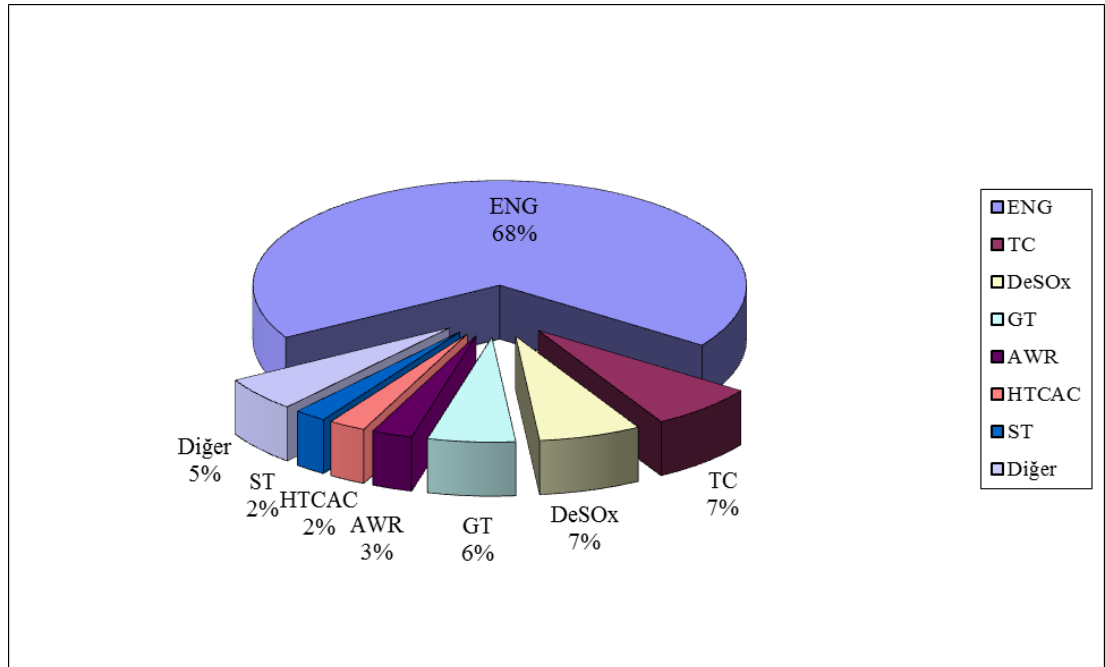
*Motorda Üretilen İş / Yakıt Ekserjisi ($\dot{W}_s/Ex_{yakıt}$)

\dot{W}_s : Motorda üretilen iş , \dot{W}_t = Türbinde üretilen iş

Santralde Çizelge 4.1’de belirtilen ekipmanlar için santral 30°C hava sıcaklığında çalışırken oluşan ekserji kayıplarının belirlenen santral bileşenleri için hesaplanan toplam ekserji kaybına oranı Çizelge 4.5 ve Şekil 4.2’de sunulmuştur.

Çizelge 4-5 : 30°C hava sıcaklığında hesaplanan ekserji kayıplarının santral bileşenlerine dağılımı

	kW	%
ENG	10173,014	68,066
HRSG	308,277	2,063
ST	316,364	2,117
CON	147,744	0,989
HTCAC	362,362	2,425
LTCAC	194,870	1,304
LOC	96,361	0,645
TC	1048,501	7,015
GT	857,520	5,738
AWR	397,914	2,662
DeNOx	40,514	0,003
DeSOx	1002,269	6,706
TOPLAM	14945,709	



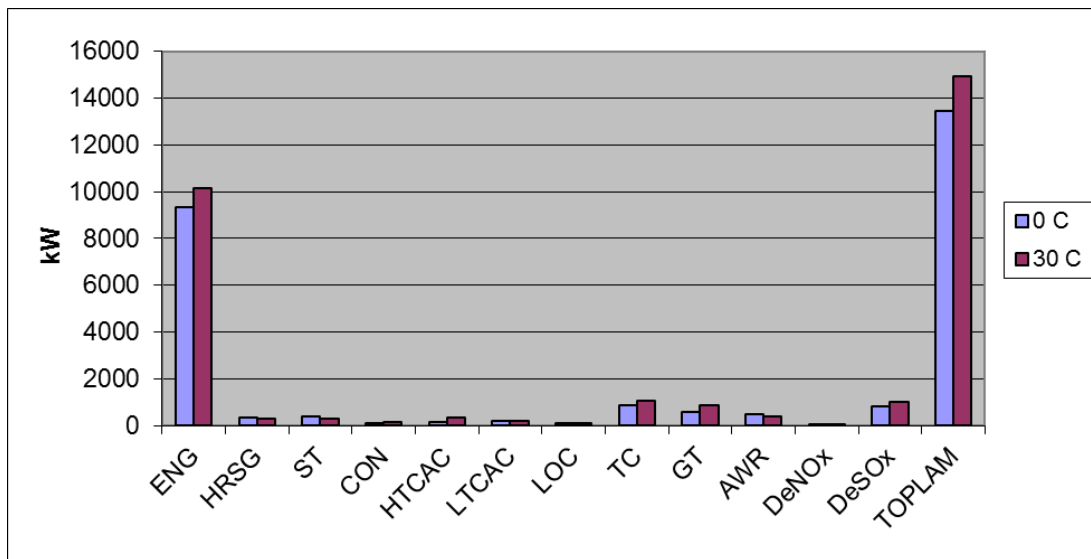
Şekil 4.2: 30°C hava sıcaklığında hesaplanan ekserji kayıplarının santral bileşenlerine dağılımı

4.1.3 0°C ve 30°C Hava Koşullarında Elde Edilen Sonuçların Kıyaslanması

Santralin 0°C ve 30°C sıcaklığında çalışırken hesaplanan ekserji kayıplarının bileşenler bazındaki miktarlarının kıyaslanması amacıyla Çizelge 4.6 ve Şekil 4.3 oluşturulmuştur.

Çizelge 4-6 : Hesaplanan ekserji kayıplarının 0°C ve 30°C hava sıcaklıkları için kıyaslanması

	0°C	30°C
	kW	kW
ENG	9314,082	10173,014
HRSG	364,1521	308,277
ST	410,637	316,364
CON	108,4814	147,744
HTCAC	136,1961	362,362
LTCAC	185,3815	194,870
LOC	110,4962	96,361
TC	854,7322	1048,501
GT	586,0816	857,520
AWR	490,4391	397,914
DeNOx	30,17057	40,514
DeSOx	842,4922	1002,269
TOPLAM	13433,34	14945,709

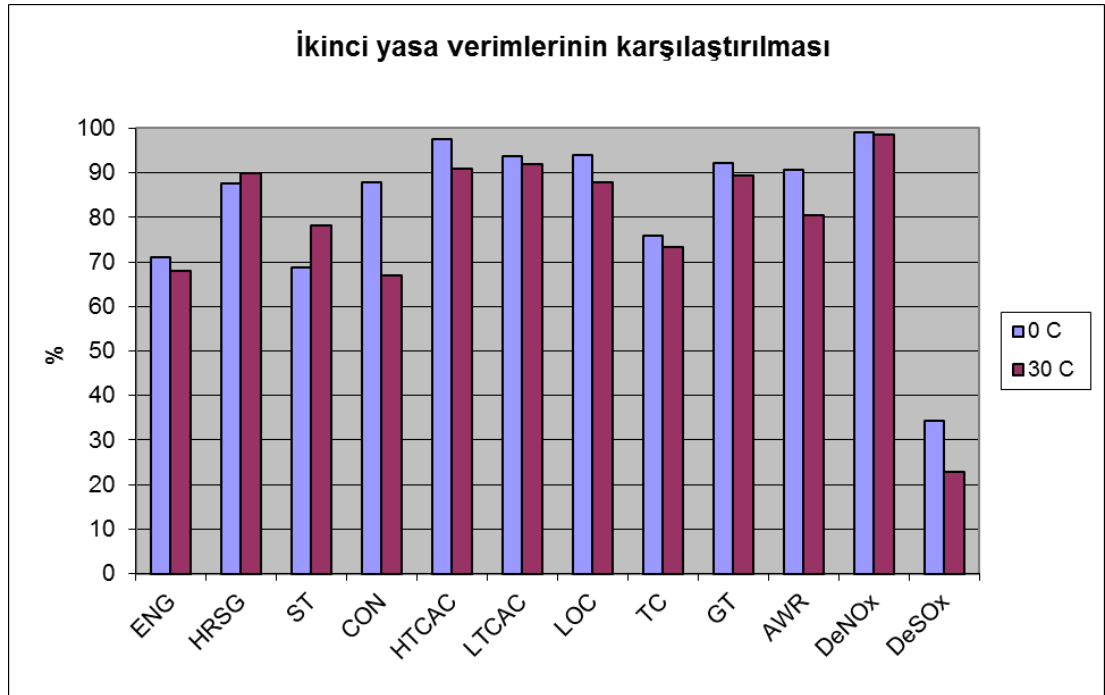


Şekil 4.3: Hesaplanan ekserji kayıplarının 0°C ve 30°C hava sıcaklıkları için kıyaslanması

Santralin 0°C ve 30°C sıcaklığında çalışırken bileşenlerin ikinci yasa verimlerinin kıyaslanması amacıyla Çizelge 4.7 ve Şekil 4.4 oluşturulmuştur.

Çizelge 4-7 : 0°C ve 30°C hava sıcaklıkları için santral bileşenlerinin ikinci yasa verimlerinin kıyaslanması

	0°C	30°C
	%	%
ENG	70,98	67,93
HRSG	87,72	89,92
ST	68,80	78,20
CON	87,80	66,84
HTCAC	97,48	90,87
LTCAC	93,80	91,91
LOC	93,93	87,98
TC	75,80	73,42
GT	92,19	89,39
AWR	90,61	80,36
DeNOx	98,99	98,69
DeSOx	34,40	22,84



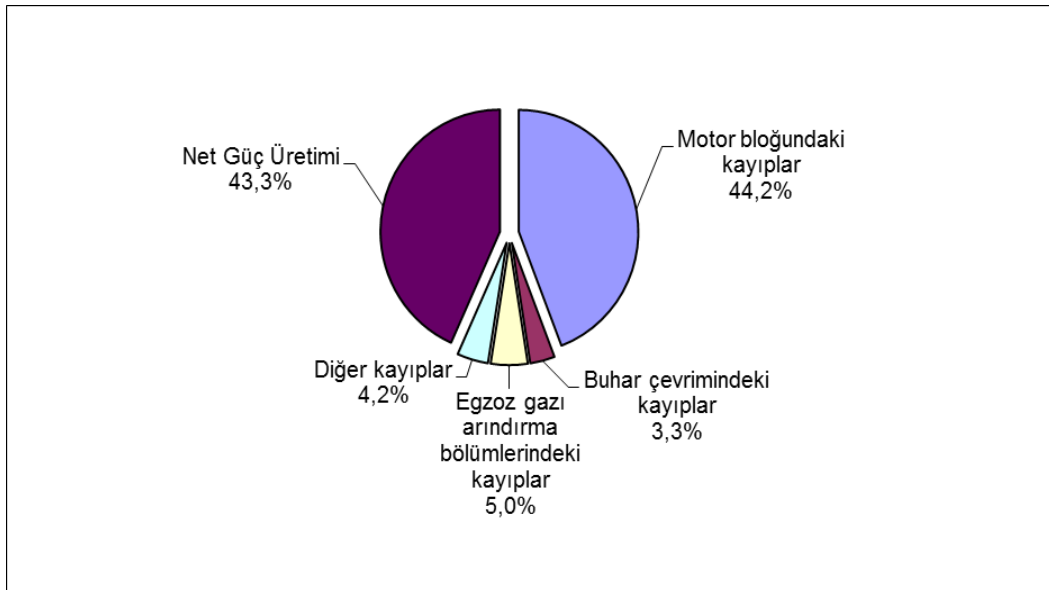
Şekil 4.4 : 0°C ve 30°C hava sıcaklıkları için santral bileşenlerinin ikinci yasa verimlerinin kıyaslanması

4.1.4 Santralde Ekserji Analizi Sonuçlarının Genel Görünümü

Santralde belirlenen ekipmanlar için hesaplanan ekserji kayıpları ve bunların kendi içinde kıyaslandığı çizelge ve grafikler bu bölümün önceki başlıkları altında sunulurak değerlendirilmiştir. Ancak santralde bir motora giren birim zamandaki toplam yakıt ekserjisinin nerelerde kullanıldığının ya da tüketildiğinin anlaşılabilmesi için santral genelini ele alan çizelgelerin ve grafiklerin oluşturulması gerekmiştir. Bu çizelgelerin oluşturulmasında güç üreten ekipmanlar için bu güç değerleri ‘Gerçek Güç’ sütununa, tüm ekipmanlara giren ekserji değerleri ile çıkan ekserji değerleri arasındaki fark ‘Tersinir Güç’ sütununa, hesaplanan ekserji kayıpları ise ‘Tersinmezlikler’ sütununa yazılarak santralin genel görünümünü oluşturan Çizelgeler 4.8 ve 4.9 oluşturulmuş, bunların grafik gösterimi için de Şekil 4.5 ve 4.6 oluşturulmuştur.

Çizelge 4-8: 0°C hava sıcaklığında santral bilançosu

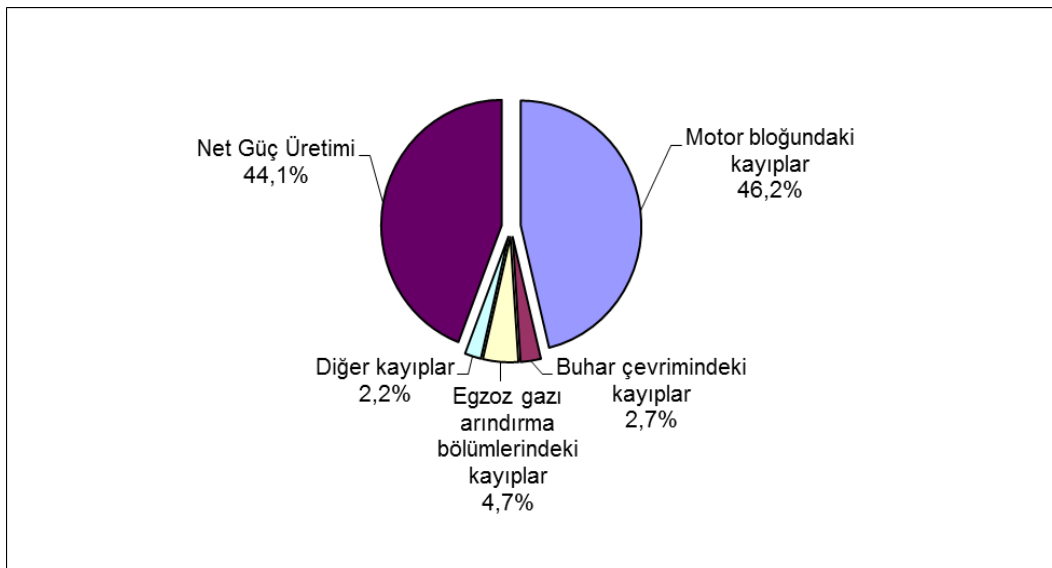
	Gerçek Güç	Tersinir Güç	Tersinmezlik	Tersinmezlik Oranı
	kW	kW	kW	%
Yakıt		26425,8		
<i>Motor bloğu</i>				
ENG	10860	20174,08	9314,08	35,246
HTCAC	0	136,20	136,20	0,515
LTCAC	0	185,38	185,38	0,702
LOC	0	110,50	110,50	0,418
TC	0	854,73	854,73	3,234
GT	0	586,08	586,08	2,218
AWR	0	490,44	490,44	1,856
			11677,41	44,189
<i>Buhar çevrimi</i>				
ST	578,63	989,26	410,6	1,554
HRSO	0	364,15	364,15	1,378
CON	0	108,48	108,48	0,411
			883,23	3,342
<i>Egzoz gazı arındırma bölümleri</i>				
DeNOx	0	30,17	30,17	0,114
DeSOx	0	842,49	842,49	3,188
Bacadan salınan egzoz gazı	0	441,85	441,85	1,672
			1314,51	4,974
<i>Pompalar</i>				
Pompa 1	-1,384	-1,258	0,126	0,0000048
Pompa 2	-1,035	-0,844	0,191	0,0000072
Pompa 3	-0,423	-0,378	0,045	0,0000017
	-2,842		0,362	0,0000137
<i>Diğer kayıplar</i>			1112,02	4,208
<i>Net Güç Üretimi</i>			11438,63	43,286
TOPLAM		26425,8		100



Şekil 4.5: 0°C hava sıcaklığında santral bilançosu

Çizelge 4-9: 30°C hava sıcaklığında santral bilançosu

	Gerçek Güç	Tersinir Güç	Tersinmezlik	Tersinmezlik Oranı
	kW	kW	kW	%
Yakıt		28399,16		
<i>Motor bloğu</i>				
ENG	11640	22813,01	10173,01	35,822
HTCAC	0	362,36	362,36	1,276
LTCAC	0	194,87	194,87	0,686
LOC	0	96,36	96,36	0,339
TC	0	1048,50	1048,50	3,692
GT	0	857,52	857,52	3,020
AWR	0	397,91	397,91	1,401
			13130,54	46,236
<i>Buhar çevrimi</i>				
ST	896,5	1212,86	316,36	1,114
HRSG	0	308,28	308,28	1,086
CON	0	147,74	147,74	0,520
			772,38	2,720
<i>Egzoz gazı arındırma bölümleri</i>				
DeNOx	0	40,51	40,51	0,143
DeSOx	0	1002,27	1002,27	3,529
Bacadan salınan egzoz gazı	0	296,73	296,73	1,045
			1339,51	4,717
<i>Pompalar</i>				
Pompa 1	-1,395	-1,232	0,163	0,0000058
Pompa 2	-1,057	-0,856	0,201	0,0000071
Pompa 3	-0,524	-0,451	0,073	0,0000026
	-2,976		0,438	0,0000154
<i>Diğer kayıplar</i>			620,23	2,184
<i>Net Güç Üretimi</i>			12536,5	44,144
TOPLAM		28399,16		100



Şekil 4.6: 30°C hava sıcaklığında santral bilançosu

Elde edilen sonuçlara göre, santrale giren birim yakıt ekserjisinin %43-44'ünün güç üretiminde kullanıldığı, %44-46'sının motor bloğu ve ona bağlı ekipmanlarda tüketildiği, bu tüketimin en yüksek oranda, toplam yakıt ekserjisinin %35'i civarı ile motorlarda gerçekleştiği hesaplanmıştır. Yakıt ekserjisinin %3'ünün buhar çevrimindeki ekipmanlarda, %5'inin egzoz arındırma bölümlerinde, kalan %2-4'ünün ise bu çalışmada ihmal edilen diğer ekipmanlarda (santralin basitleştirilmiş gösterimine dahil edilmeyen depolama tankları vb. ekipman ile borular, vanalar vb. aktarım ekipmanları) tüketildiği değerlendirilmiştir.

Pompa hesapları yapılırken Pompa 1 düşük sıcaklık soğutma suyuna ait pompayı, Pompa 2 yüksek sıcaklık soğutma suyuna ait pompayı, Pompa 3 ise kondensere ait pompayı simgelemektedir ve bunların hesapları ayrıca sunulmuştur. Bununla birlikte Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü(HRSG) Sistemi içinde suyu basınçlandırarak buhar kazanlarına basan pompalar da mevcuttur. Ancak bu pompalarla ilgili ayrıca veri alınmadığından buralardaki güç tüketimi hesaplanamamış, sistem bir bütün gibi kabul edilerek pompalardaki ekserji kayıplarının da bu üitedeki tüm ekserji kayıpları içinde olduğu kabul edilmiştir.

Son olarak, 0°C ve 30°C hava sıcaklığında türbindeki güç üretimi ile birlikte santraldeki ısı verimleri Denklem (3.54) kullanılarak hesaplanır:

$$\eta_{santral} = \frac{\dot{W}_s + \dot{W}_t + \dot{W}_{P_{Toplam}}}{\dot{E}_1}$$

$$\eta_{santral,0^\circ C} = \frac{10860 + 578,63 - 2,842}{24789,68} = \%46,13$$

$$\eta_{santral,30^\circ C} = \frac{11640 + 758,6 - 2,976}{26640,86} = \%46,52$$

0°C ve 30°C hava sıcaklığında türbindeki güç üretimi ile birlikte santraldeki 2. yasa verimleri Denklem (3.55) kullanılarak hesaplanır:

$$\varepsilon_{santral} = \frac{\dot{W}_s + \dot{W}_t + \dot{W}_{P_{Toplam}}}{\dot{E}x_1}$$

$$\varepsilon_{santral,0^\circ C} = \frac{10860 + 578,63 - 2,842}{26425,807} = \%43,3$$

$$\varepsilon_{santral,30^\circ C} = \frac{11640 + 758,6 - 2,976}{28399,163} = \%44,14$$

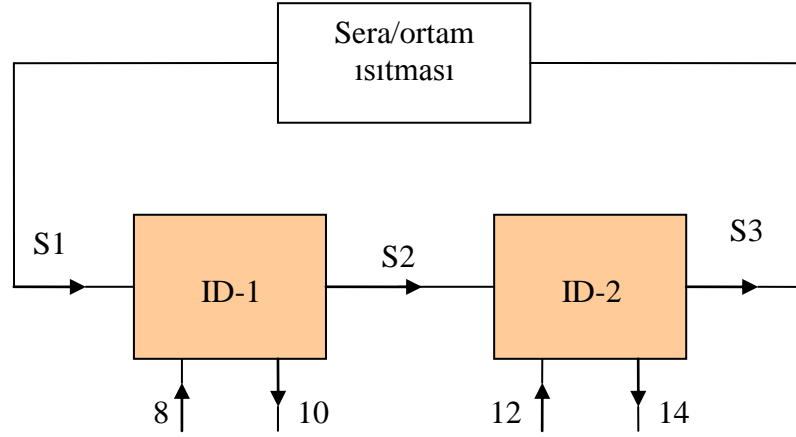
4.2 Öneriler

Santralde atık ısının değerlendirilmesi amacıyla bir buhar türbini mevcut olmakla beraber düşük hava sıcaklıklarında türbinden beklenen katkı elde edilememiştir. Bununla beraber santralde hala bir atık ısı potansiyeli de bulunmaktadır. Bunlar soğutma sularından ve sıcak günlerde azottan arındırma ünitesi öncesi egzoz gazlarından elde edilebilir atık ısılardır. Bu atık ısıların değerlendirilmesi amacıyla 2 öneride bulunulmuş ilgili hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplamalar önerilerin tartışılması amacıyla yapılmış olup, kesin argümanlar değildir. Santralin çalışma koşulları, sistem komponentlerinin performansları gibi parametreler tasarım değerlerini, ısıtma ve soğutma performansını da etkileyecektir. Bununla birlikte sistemlerin ekonomik açıdan uygulanabilirliği de net değildir. Ancak bu önerilerin yardımcı sistemlerle desteklenerek hayata geçirilmesi mümkün olabilir.

4.2.1 Öneri 1: Motorlardaki Soğutma Sularının Soğuk Günlerde Sera Isıtması Amacıyla Kullanılması

Motorlar çalışırken motor bloğunun ve şarj havasının soğutulması için santralde dolaşan iki adet soğutma suyu çevrimi mevcuttur. Bunlar her motorda eşit debiyle dağıtılan Yüksek Sıcaklık Soğutma Suyu Çevrimi ve Düşük Sıcaklık Soğutma Suyu Çevrimi'dir. Bu çevrimlerde dolaşan sular daha sonra santral dışına kurulu hava radyatörleri ile soğutulmaktadır. Böylece motordan taşınan atık ısı dışarıya verilerek kullanılamamış olur. Bu sistem aynı zamanda santraldeki önemli ekserji kaybı kaynaklarından birini teşkil etmektedir.

Bu durumu önleyerek bu atık ısıyı faydalı enerjiye dönüştürmek adına santrale yakın bir sahada kurulacak sera hacminin ısıtılarak kış günlerinde ya da erken hasat amacıyla örneğin Mart ayında belirli bir sıcaklıkta tutulması için kullanılabileceği öngörülebilir. Soğuk günlerde domates salatalık gibi sebzelerin sıcaklık ihtiyacı 15°C'dir. Bu öneride 0°C hava sıcaklığında santralde ölçülen soğutma suyu çevrimlerindeki sıcaklık değerleri olduğu gibi kullanılarak aslında minimum faydaya göre hesap yapılmıştır. Yardımcı bir tesiste ön ısıtma ile daha iyi sonuçlar alınacağı beklenir. Bir motorun soğutma sularından enerji olarak serada dolaşacak suyun debisi 50 m³/s kabul edilmiş, seradaki çevrim için min. 25°C dönüş sıcaklığı olması düşünülmüştür. Çevrim Şekil 4.7'de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Öneri 1 için sistem tasarımı

4.2.1.1 Isı Değiştirici 1 için Hesaplar

Sistemdeki noktalar ve tasarım değerleri:

8 Giren su sıcaklığı 42,2°C

10 Çıkan su sıcaklığı 33°C

S1 Soğuk tarafta suyun giriş sıcaklığı 25°C

S2 Soğuk tarafta suyun çıkış sıcaklığı

Sıcak su debisi 69,6 m³/s soğuk su debisi 50 m³/s alınarak aşağıdaki denklemler vasıtasıyla suyun çıkış sıcaklığı hesaplanır. Denklemlerde *h* indisi sıcak tarafı *c* indisi soğuk tarafı, *g* indisi girişi, *ç* indisi ise çıkışı simgelemektedir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} (T_{h_g} - T_{h_ç}) = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} (T_{c_g} - T_{c_ç}) \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_h = \dot{m}_8 = \dot{m}_{10} \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_{S1} = \dot{m}_{S2} \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_8 \cdot c_{p,8} (T_8 - T_{10}) = \dot{m}_{S1} \cdot c_{p,S1} (T_{S2} - T_{S1}) \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_1 = 69,6 \times 4,178 \times (42,2 - 33) = 2675,25 \text{ kW} = 50 \times 4,178 \times (T_{S2} - 25)$$

$$\Rightarrow T_{S2} = 37,8^\circ\text{C}$$

Suyun bu ilk aşamada 37,8°C ye kadar ısıtılacağı hesaplanmıştır.

4.2.1.2 Isı Değiştirici 2 için Hesaplar

8 Giren Su sıcaklığı 42,2°C

10 Çıkan Su sıcaklığı 33°C

S2 Soğuk tarafta suyun giriş sıcaklığı 37,8°C

S3 Soğuk tarafta suyun çıkış sıcaklığı

Benzer şekilde Denklem (4.1) ve aşağıdaki eşitlikler kullanılarak;

$$\dot{m}_h = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{14} \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_{S2} = \dot{m}_{S3} \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{12} \cdot c_{p,12} (T_{12} - T_{14}) = \dot{m}_{S2} \cdot c_{p,S2} (T_{S3} - T_{S2}) \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_2 = 53 \times 4,178 \times (93 - 80) = 2878,6 \text{ kW} = 50 \times 4,178 \times (T_{S3} - 37,8)$$

$$\Rightarrow T_{S3} = 51,8^\circ\text{C}$$

Suyun eldeki ısıyla toplamda 51,8°C ye kadar ısıtılabilceği hesaplanmıştır.

4.2.1.3 Öneri 1 den Elde Edilebilecek Fayda

Yapılan hesaplara göre 1 motorun radyatörde dolaşan soğutma sularıyla 50 m³/s debide ve 51,8°C gidiş ve 25°C dönüşe sahip bir çevrim oluşturabilmektedir.

Buradan 11 adet motor vasıtasıyla

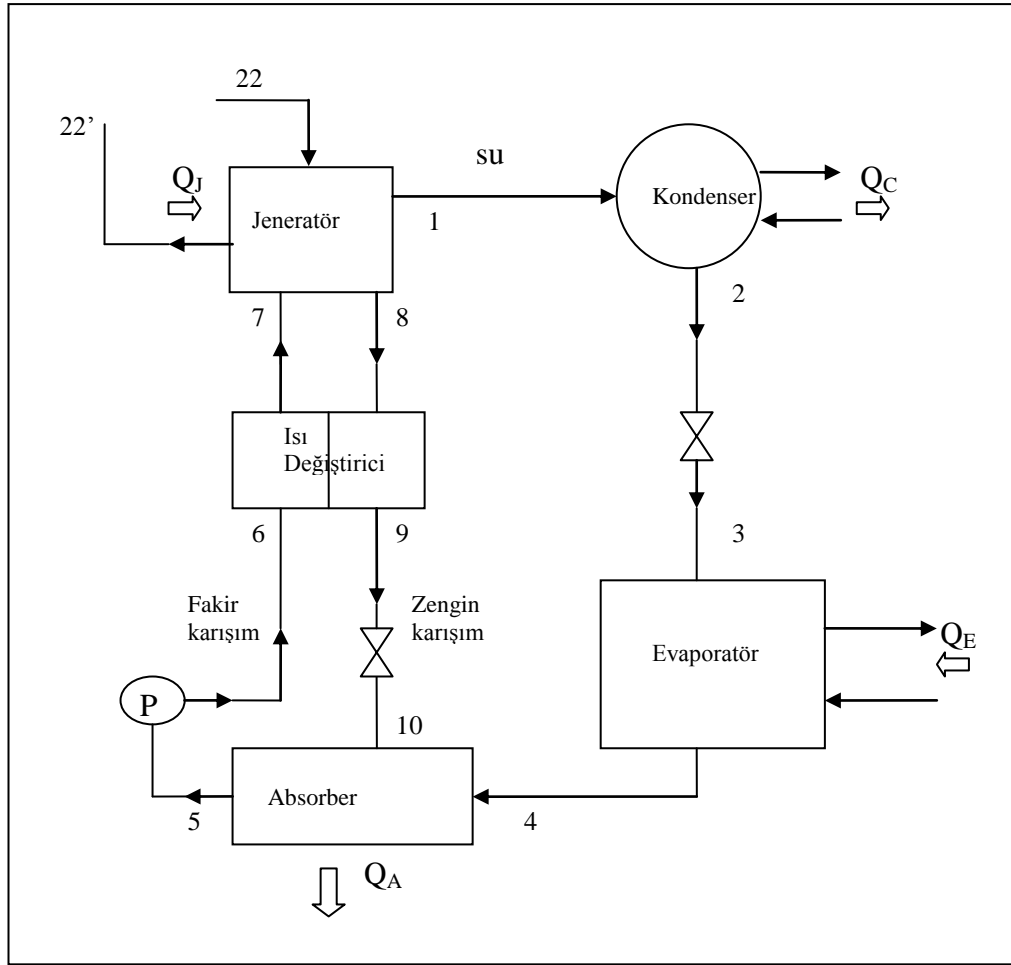
11x(2878,6 + 2675,2) = 61091,8kW enerji sera ısıtması amacıyla kullanılabilir durumdadır.

4.2.2 Öneri 2: Sıcak Günlerde Egzoz Gazlarının Soğutma Çevrimi Amacıyla Kullanılması

Egzoz gazlarının santrali terk etmeden önce girdikleri son ünite Sülfürden Arındırma Ünitesi (DeSOx)'dir. Santralde sülfürden arındırma işlemi yaş yıkayıcı (wet scrubber) kule denilen bir sistemle kireçtaşı kullanılarak belirli bir pH değeri ve sıcaklıkta gerçekleşmektedir. Böyle bir üniteye sülfürden arındırma reaksiyonlarının gerçekleşeceği sıcaklık için alt sınır Amerikan Federal Enerji Teknoloji Merkezi'nin hazırladığı kılavuza göre 150°C dir (FETC, 1996). Benzer şekilde santralde kullanılan sülfürden arındırma ünitesinin üretici firması STEULER bu değeri minimum 160°C olarak belirtmiştir. Soğuk hava koşullarında ve buhar türbini aktif şekilde çalıştığında zaten bu değer 170°C ye kadar düştüğü görülmektedir. 30°C hava sıcaklığında ise egzoz gazlarının üniteye giriş sıcaklığı 225°C olarak ölçülmüştür. Bu durumda egzoz gazları hala bir enerji kaynağı durumunda olup

170°C sıcaklığa kadar soğumasının bir sakıncası yoktur. Bu enerji ise sıcak günlerde bir soğutma çevrimi vasıtasıyla faydalı enerjiye dönüştürülebilir. 11 adet motordan elde edilecek soğutma potansiyeli Bölge Soğutması (District Cooling) olarak adlandırılan uygulamanın hayata geçirilmesini sağlayabilir. Böylece değişik binalarda ya da her katta ayrı klima üniteleri olması yerine tek bir soğutma tesisi kullanılır.

Düşünülen ve taslak olarak hesapları yapılacak soğutma çevrimi literatürde var olan Tek Kademe Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi'dir. Absorbsiyonlu soğutma çevrimleri düşük sıcaklık enerji kaynakları varlığında kullanılması uygun bir çevrimdir. Bu çevrimde Li-Br, su ikilisi kullanılır ve soğutucu akışkan görevini su görür. Böyle bir çevrim için uygun tasarım değerleri literatürdeki bir örnekten alınarak kullanılmıştır (IIT Kharagpur, 2010). Tasarlanan çevrim Şekil 4.8'de sunulmuştur.



Şekil 4.8 : Öneri 2 için sistem tasarımı

4.2.2.1 Soğutma Çevrimi Tasarım Değerleri ve Özellik Tablosunun Oluşturulması

Santral için önerilebilecek soğutma çevrimi için tasarım değerleri Çizelge 4.10'da verilmiştir.

Çizelge 4-10 : Soğutma çevrimi tasarım değerleri

Jeneratör Sıcaklığı	110°C
Kondenser Sıcaklığı	50°C
Absorber Sıcaklığı	40°C
Evaporatör Sıcaklığı	5°C
Zengin Karışım Konsantrasyonu	0,58
Fakir Karışım Konsantrasyonu	0,66

Kondenser çıkışında suyun durumunun doymuş su, evaporatör çıkışında suyun durumunun doymuş buhar olacağı, kondenser basıncının ve evaporatör basıncının buldukları sıcaklıklardaki doyma basınçlarına eşit olduğu kabulleri yapılarak buna göre $P_{sat@50^{\circ}C} = 0,1233bar$ ve $P_{sat@5^{\circ}C} = 0,00872bar$ değerleriyle Çizelge 4.11 oluşturulmuştur.

Çizelge 4-11 : Soğutma çevrimindeki akımların termodinamik değerleri

Nokta	Sıcaklık (°C)	Basıncı mbar	Kütle oranı	Entalpi (kJ/kg)
1	110	123,3	-	2708
2	50	123,3	-	209
3	5	8,72	-	209
4	5	8,72	-	2510
5	40	8,72	0,58	-154
6	40	123,3	0,58	-154
7	-	123,3	0,58	-37
8	110	123,3	0,66	-13
9	40	123,3	0,66	-146
10	40	8,72	0,66	-146

7 nolu noktada karışımın entalpisini bulmak için ;

\dot{m}_{fk} fakir karışımın kütlesi, \dot{m}_{zk} zengin karışımın kütlesi olmak üzere

$$\dot{m}_{fk} \cdot (h_7 - h_6) = \dot{m}_{zk} \cdot (h_8 - h_9) \quad (4.8)$$

$$h_7 = h_6 + (\dot{m}_{zk} / \dot{m}_{fk}) \cdot (h_8 - h_9) \quad (4.9)$$

Denklemlerinden faydalanılır. Buna göre;

$$h_7 = -154 + (0,58/0,66)x(-13+146)$$

$$h_7 = -37kJ / kg \text{ olarak bulunur.}$$

4.2.2.2 Santralde Soğutma Çevrimi için Kullanılabilecek Enerjinin Hesabı

Santralde egzoz gazlarından sülfürden arındırma ünitesine girmeden önce elde edilebilecek enerji soğutma çevriminde jeneratör kısmında suyun buharlaştırılması için kullanılır. Bu amaçla kullanılacak gaza ait değerler Çizelge 4.12’de sunulmuştur.

Çizelge 4-12: Jeneratör kısmında kullanılacak gaza ait termodinamik özellikler

Nokta	Sıcaklık	Entalpi
22	225°C	518,52 kJ/kg
22'	170°C	457,07 kJ/kg

Motor başına egzoz gazı debisi 21,77 kg/s ve buna göre jeneratör kısmında kullanılabilecek enerji;

$$\dot{Q}_J = \dot{m}_{22} \cdot (h_{22} - h_{22'}) \quad (4.10)$$

$$\dot{Q}_J = 21,77x(518,52 - 457,07)$$

$$\dot{Q}_J = 1337,75kW \text{ olarak hesaplanır.}$$

4.2.2.3 Soğutma Çevriminde Kütle Debilerinin Hesabı

Soğutma çevriminde;

$$\dot{m}_{fk} = \dot{m}_{zk} + \dot{m}_{su} \quad (4.11)$$

ve zengin karışımın soğutucu akışkan konumundaki su debisine oranı dolaşım oranı olarak tanımlanır. Bu oran;

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{zk}}{\dot{m}_{su}} \quad (4.12a)$$

$$\text{ya da } \dot{m}_{zk} = \lambda \dot{m}_{su} \quad (4.12b)$$

şeklinde formüle dökülebilir.

Ayrıca 4.12b ifadesi Denklem (4.11)'de yerine konularak

$$\dot{m}_{fk} = \lambda \dot{m}_{su} + \dot{m}_{su} = (\lambda + 1) \dot{m}_{su} \quad (4.13)$$

denklemini türetilir.

Karışımlardaki Li-Br oranları ve Denklem (4.11)'den yola çıkarak bu λ değeri hesaplanabilir.

$$\dot{m}_{fk} = \dot{m}_{zk} + \dot{m}_{su}$$

$$0,58x(\lambda + 1)x\dot{m}_{su} = 0,66x\lambda x\dot{m}_{su} + 0x\dot{m}_{su}$$

$$\lambda = 7,25$$

Egzoz gazlarından elde edilerek jeneratörde kullanılacak enerjiden yola çıkarak da bu şartlardaki çevrimde dolaşacak debiler hesaplanabilir.

Buna göre ;

$$\dot{Q}_J = \dot{m}_{su} h_1 + \dot{m}_{zk} h_8 - \dot{m}_{fk} h_7 \quad (4.14a)$$

$$\dot{Q}_J = \dot{m}_{su} h_1 + \lambda \dot{m}_{su} h_8 - (\lambda + 1) \dot{m}_{su} h_7 \quad (4.14b)$$

$$1337,25kW = \dot{m}_{su} x 2708 - 7,25x\dot{m}_{su} x 13 + (8,25)x\dot{m}_{su} x 37,5$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{su} = 0,457kg / s$$

Ve buradan da diğer debiler ;

$$\dot{m}_{zk} = 3,316kg / s$$

$$\dot{m}_{fk} = 3,77kg / s \text{ olarak hesaplanır.}$$

Daha sonra bu debiler vasıtasıyla da çevrimdeki tüm ısı ihtiyaçları hesaplanabilir.

4.2.2.4 Kondenserdeki Soğutma İhtiyacı

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{su} (h_1 - h_2) \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_C = 0,457x(2708 - 209)$$

$$\dot{Q}_C = 1142,04kW$$

4.2.2.5 Absorberdeki Isıtma İhtiyacı

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{su}h_4 + \dot{m}_{zk}h_{10} - \dot{m}_{fk}h_5 \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_A = 0,457 \times 2510 - 3,316 \times 146 + 3,77 \times 154$$

$$\dot{Q}_A = 1243,51kW$$

4.2.2.6 Evaporatördeki Soğutma Kapasitesi

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{su}(h_4 - h_3) \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_E = 0,457 \times (2510 - 209)$$

$$\dot{Q}_E = 1051,55kW$$

Böylece sadece bir motora ait egzoz gazının santralden dışarı atılmadan önceki enerjisinden faydalanarak 1051,55 kW'lık soğutma yapılabileceği hesaplanmıştır.

Sistemin COP değeri;

$$COP = \dot{Q}_E / \dot{Q}_J \quad (4.18)$$

$$COP = 1051,55 / 1337,75$$

$$COP = 0,786$$

Carnot COP ;

$$COP_{Carnot} = [T_E / (T_C - T_E)] \cdot [(T_J - T_A) / T_J] \quad (4.19)$$

$$COP_{Carnot} = [278 / (323 - 278)] \times [(383 - 313) / 383]$$

$$COP_{Carnot} = 1,129$$

Sistemin 2. yasa verimi;

$$\varepsilon_{soğutma} = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (4.20)$$

$$\varepsilon_{soğutma} = \frac{0,768}{1,129} = 0,68 \text{ olarak hesaplanır.}$$

4.2.2.7 Öneri 2 den Elde Edilebilecek Fayda

2.Önerinin uygulamaya konmasıyla bir motordan elde edilecek 1337,75 kW ısı ile 1051,55 kW lık soğutma yapılabileceği hesaplanmıştı. 11 motorda;

$11 \times 1337,75 \text{ kW} = 14715,25 \text{ kW}$ 'lık ısının,

$11 \times 1051,55 \text{ kW} = 11567 \text{ kW}$ 'lık kısmı soğutma amaçlı olarak kullanılabilir.

KAYNAKLAR

- Ahrendts J.** (1980). Reference States, *Energy International Journal*, **5**, 667-677
- Barmek-GAMA Enerji Üretim A.Ş.** (2003), Kırıkkale Termik Santrali Sunumu, *Ankara*
- Baukal C. E. Jr.** (2000). Heat Transfer in Industrial Combustion, CRC Press, Boca Raton, Florida
- Bayrak M. ve Güngör A.** (2011). Fossil fuel sustainability: Exergy assessment of cogeneration system, *International Journal of Energy Research.*, **35**, 162–168
- BP Marine** (2009) Energol IC-HFX Range, Technical Data Sheet, *BP Marine Technology Center, Reading, U.K*
- Brendel H.** (1988). Schmierstoffe, Wissensspeicher Tribotechnik, VEB Fachbuchverlag, Leipzig
- Carvalho L.O., Leiroz A.J. ve Cruz M.E.** (2013). Exergetic Analysis of Cogeneration Plants Through Integration of Internal Combustion Engine and Process Simulators, *Heat Transfer Engineering*, **34(5–6)**, 520–531
- Castrol Marine** (2009) Castrol TLX Product Range, Technical Data Sheet, *Castrol Marine Technology Center, Reading, U.K*
- Çengel, Y. ve Boles, M.A.** (2007). Thermodynamics: An Approach, 5th.Edt., McGraw – Hill, Inc.
- Dinçer I. ve Rosen M.A.** (2007). Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development, Elsevier Ltd. Jordan Hill, Oxford
- EC** (2007). EU action against climate change, Research and development to fight climate change, *European Communities*
- Ehyaie M.A., Ahmadi P., Atabi F., Heibatic M.R. ve Khorshidvand M.** (2012). Feasibility study of applying internal combustion engines in residential buildings by exergy, economic and environmental analysis, *Energy and Buildings*, **55**, 405–413
- FETC** (1996). Electric Utility Engineer's FGD Manual, Volume 1: FGD Process Design, *Department of Energy, Federal Energy Technology Center, Morgantown, WV*
- IIT Kharagpur** (2010) Vapour Absorption Refrigeration Systems Based On Water-Lithium Bromide Pair, ME Courses Version 1, *Indian Institute of Technology, Kharagpur, INDIA*
- Incropera F., Dewitt D. P., Bergman T.L., Lavine A.S.** (2007). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th edt., John Wiley&Sons Inc.

- Kanoğlu M., Işık S.K. ve Abuşoğlu A.** (2005). Performance characteristics of a Diesel engine power plant, *Energy Conversion and Management*, **46**, 1692–1702
- Kanoğlu M. ve Abuşoğlu A.** (2009). Exergoeconomic Optimization of a Diesel-engine-powered Cogeneration Plant, *Energy & Fuels*, **23**, 1977–1989
- Kotas, T.J.** (1995). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Kreiger Publishing Company, Malabar, Florida
- Mert M.S., Dilmaç Ö.F., Özkan S., Karaca F. ve Bolat E.** (2012). Exergoeconomic analysis of a cogeneration plant in an iron and steel factory, *Energy Journal*, **46**, 78-84
- Pandiyarajan V., Chinnappandian M., Raghavan V. ve Velraj R.** (2011). Second law analysis of a diesel engine waste heat recovery with a combined sensible and latent heat storage system, *Energy Policy*, **39**, 6011–6020
- Ramos da Costa Y.J., Lima A.G.B., Filho C.R.B. ve Lima L.A.** (2012). Energetic and exergetic analyses of a dual-fuel diesel engine, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **16**, 4651–4660
- Szargut J.** (2005). Exergy Method: Technical and Ecological Applications, WIT Press, Southampton, Boston
- Tuthill Energy Systems** (2001) Steam Turbine Process Flow Diagram, GAMA 130 MW Power Project, *Tuthill Nadrowski Turbinen GmbH, Bielefeld, Germany*
- TÜBİTAK** (2011) Ulusal Enerji Ar-Ge ve Yenilik Stratejisi, *Bilim, Teknoloji ve Yenilik Politikaları Daire Başkanlığı, TÜBİTAK*
- Wartsila Corp.** (2001) Wartsila 38 O&M Course for Kırıkkale Project, *Zwölle, The Netherlands*
- Yıldırım U. ve Güngör A.** (2012). An application of exergoeconomic analysis for a CHP system, *Electrical Power and Energy Systems Journal*, **42**, 250–256

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Alper GÜNGÖR

Doğum Yeri ve Tarihi: Kırıkkale, 1985

E-Posta: alprgngr@gmail.com

Lisans: Marmara Üniversitesi
Makine Mühendisliği (2008)

Mesleki Deneyim:

11.2012- TÜBİTAK - Ankara
ARDEB- Mühendislik Araştırma Destek Grubu
Bilimsel Programlar Uzman Yrd.

08.2010-11.2012 MKE Kurumu Ağır Silah ve Çelik Fabrikası - Kırıkkale
Bakım Onarım Müdürlüğü / Makine Mühendisi

