

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**0,4 MW TRİJENERASYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ, MOTOR
SEÇİMİ ve VERİM ANALİZLERİ**

Ercan YAZMAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**(Bu tez Bilimsel Araştırma Projeleri Koord. Birimi (BAP) tarafından FYL-2015-
520 nolu proje ile desteklenmiştir.)**

2015

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**0,4 MW TRİJENERASYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ, MOTOR
SEÇİMİ ve VERİM ANALİZLERİ**

Ercan YAZMAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**(Bu tez Bilimsel Araştırma Projeleri Koord. Birimi (BAP) tarafından FYL-2015-
520 nolu proje ile desteklenmiştir.)**

2015

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**0,4 MW TRİJENERASYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ, MOTOR
SEÇİMİ ve VERİM ANALİZLERİ**

Ercan YAZMAN

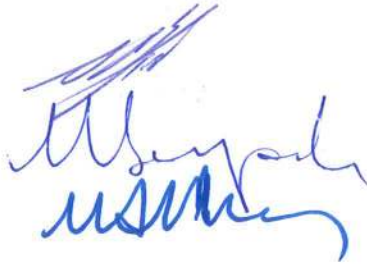
**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Bu tez 29/07/2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği/Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Afşin GÜNGÖR

Prof. Dr. Mustafa BAYRAK

Doç. Dr. Mahmut ALKAN



ÖZET

0,4 MW TRİJENERASYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ, MOTOR SEÇİMİ ve VERİM ANALİZLERİ

Ercan YAZMAN

Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Afşin GÜNGÖR
Mayıs 2015, 86 sayfa

Trijenerasyon sistemleri, elektrik, ısınma ve soğutma enerjilerinin birlikte üretilbildiği sistemler olarak tanımlanabilirler. Dünya genelinde yaşanan enerji darboğazları göz önüne alındığında enerji kaynaklarının bilinçli ve daha verimli kullanılması son derece önemlidir. Ülkemizde de henüz çok sınırlı sayıda uygulanmış olan trijenerasyon sistemi özellikle enerji harcamaları yüksek olan yapılarda önemli ölçüde enerji tasarrufu ve çeşitliliği sağlayabilmektedir. Elektrik üretimi sürecinde açığa çıkan yan enerjilerin kullanılmasıyla konutlarda kışın ısıtma, yazın soğutma (veya turistik otellerde hem ısıtma hem soğutma) ve tüm yıl boyunca sıcak-soğuk su ihtiyaçlarının karşılanabilmesi için ayrıca masraf yapmaya gerek kalmamaktadır. İşletim maliyetleri önemli miktarlarda düşmektedir.

Buradan yola çıkarak, bu çalışmada geleneksel yöntemlerle ısınma, soğutma ve elektrik ihtiyacı karşılanana (ısınma ihtiyacı doğalgaz kazanı, soğutma ihtiyacı split klimalarla, elektrik ihtiyacını da şehir şebekesinden) bir üniversitenin hizmet binaları için, elektrik, ısıtma ve soğutma enerjisini tek bir sistemle üretebilecek bir trijenerasyon sisteminin modellenmesi yapılmıştır. Yapılan modellemenin amacı, bina ihtiyacına en uygun kapasitede bir trijenerasyon sistemin belirlenmesidir. Yapılan hesaplamalar neticesinde belirlenmiş olan trijenerasyon sisteminin termodinamik ve ekonomik analizleri yapılarak sistemin amortisman süresi 3,22 yıl olarak bulunmuştur. Bu şekilde tasarlanan sistem, proje firmasına önerilmiş ve firma tarafından kabul edilerek sistemin belirlenen üniversiteye kurulumu gerçekleştirilmiştir. Yapılan termodinamik analiz; sistemde olan kayıpların ve sistem içerisinde tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji yıkımlarının yeri ve miktarı hesaplarını da kapsayacak şekilde detaylandırılmıştır. Ekserji kayıplarının çift etkili absorpsiyonlu sistemin yüksek sıcaklık jeneratöründe (HTG) %32,12, yüksek sıcaklık eşanjöründe %21,36, ve absorpsiyonlu sistemin düşük sıcaklık jeneratörü (LTG) %14,60 olduğu görülmüştür. Bu hesaplamalar ile sistemde yapılacak öncelikli iyileştirme yerleri belirlenmiştir.

ANAHTAR KELİMELER: Trijenerasyon, Modelleme, Ekonomik Analiz.

JÜRİ: Doç. Dr. Afşin GÜNGÖR (Danışman)
Prof. Dr. Mustafa BAYRAK
Doç. Dr. Mahmut ALKAN

ABSTRACT

THE MODELLING, MOTOR CHOICE and EFFICIENCY ANALYSIS OF THE 0,4 MW TRIGENERATION SYSTEM

Ercan YAZMAN

**MSc Thesis in Mechanical Engineering
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Afşin GÜNGÖR
May 2015, 86 pages**

Trigeneration systems may be defined as systems where electricity, heating and cooling energies are produced together. When the worldwide energy shortages are considered it is highly important that the energy resources are used more efficiently and consciously. Although used quite limitedly in our country tri-generation systems are able to provide high energy saving and variety especially for buildings with high energy consuming structures. The system enables residential heating in winter and cooling in summer (or both heating and cooling for touristic hotels) and hot & cold water all-round the year using the byproducts of the electricity production process eliminating extra cost. The operational costs drop dramatically.

In this study a university whose heating, cooling and electricity needs are provided traditionally for its service buildings (heating through natural gas boiler, cooling split air conditioning, electricity from the city grid) is modelled into a single tri-generation system that could solely provide heating, cooling and electricity. The aim of this modelling is to determine the most appropriate trigeneration system accordingly with the needs of the respected building. The depreciation period of the tri-generation system which is determined as a result of the calculations made is found as 3.22 years through thermodynamic and economic analysis. The system designed in this fashion was suggested to the project company and the installation of the system at the designated university has been realized. The thermodynamic analysis is detailed in a fashion that includes the loss in the system and the location and the amount of the exergy destruction caused by irreversibility within the system. The exergy loss at the high temperature generator of the double acting absorption system (HTG) was found %32,12, the loss at the high temperature heat exchanger was %21,36 and the loss at the low temperature generator (LTG) of the absorption system was found %14,60. The priority of the locations of improvement on the system have been determined through these calculations.

KEYWORDS: Trigeneration, Modelling, Economic Analysis,

COMMITTEE: Assoc. Prof. Dr. Afşin GÜNGÖR (Supervisor)
Prof. Dr. Mustafa BAYRAK
Assoc. Prof. Dr. Mahmut ALKAN

ÖNSÖZ

Günümüzde, tükenme noktasına gelen enerji kaynakları, artan israf ve insanoğlunun hırsından dolayı yaşanan enerji darboğazları, elimizde bulunan kaynakların optimum şekilde kullanılmasını öne çıkarmıştır. Oluşan bu enerji darboğazlarının bir nebze de olsa aşılması, elimizdeki kaynakların daha bilinçli kullanılabilmesi ve gelecek nesillere sürdürülebilir bir çevre bırakılması için, gelişmekte olan ve yakın zamanda büyük önem kazanacağı düşünülen trijenerasyon sistemlerine bu proje ile dikkat çekilmeye çalışılmıştır.

Dünyamız ve ülkemiz açısından hızla artmakta olan enerji maliyetlerinin azaltılması, insanlara enerji tasarrufu bilincinin aşılanabilmesi için bu çalışma yapılmıştır. Gelişmekte olan bu sistemlerin daha yakından tanınması ve öğrenilmesi için hazırlanan bu çalışmanın faydalı bir kaynak olacağı düşünülmektedir.

Enerji kullanım bilinci konusunda beni yönlendiren ve teşvik eden, bu çalışmanın hayata geçirilmesinde beni sürekli destekleyen değerli hocam; Doç. Dr. Afşin GÜNGÖR'e, en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tezin hazırlanması sürecinde desteklerinden ve sabırlarında dolayı değerli genel müdürüm Sn. Cengiz EKİZ'e, Fener Mekanik ailesine, kıymetli aileme teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu tez çalışmasını FYL-2015-520 nolu proje ile destekleyen Akdeniz Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü (BAP)'a teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Trijenerasyon Sistemlerinin Tanımı	3
1.2. Trijenerasyon Sistemlerinin Genel Çalışma Prensibi	4
1.3. Trijenerasyon Sistemini Oluşturan Elemanlar	5
1.3.1. Motor sürücüleri	5
1.3.2. Atık ısı kazanı	7
1.3.3. Plakalı eşanjörler	7
1.3.4. Soğutma radyatörleri	8
1.3.5. Absorbsiyonlu soğutma grupları	8
1.4. Gaz Motorlu Trijenerasyon Sistemlerinin İncelenmesi	13
2. KURAMSAL BİLGİLER ve KAYNAK TARAMALARI	17
3. MATERYAL ve METOT	20
3.1. Termodinamik Tanımlamalar ve Formülasyonlar	20
3.2. Sürekli Akışlı Açık Sistemler	20
3.2.1. Sürekli akışlı açık sistemlerde kütle korunumu	20
3.2.2. Sürekli akışlı açık sistemlerde enerji korunumu	21
3.3. Termodinamiğin İkinci Yasası	22
3.3.1. Sürekli akışlı açık sistemler için ikinci yasa çözümlemesi	22
3.3.2. Kullanılabilirlik ve kullanılabilir enerji	24
3.3.3. İkinci kanun verimi	25
4. BULGULAR	26
4.1. Trijenerasyon Sisteminin Modellenmesi	26
4.1.1. Isıtma ve soğutma ihtiyacı kapasitelerinin belirlenmesi	26
4.1.2. Sistem dizayn parametrelerinin belirlenmesi	27
4.1.3. Motor seçimi	29
4.1.4. Absorbsiyonlu soğutma grubu seçimi	30
4.1.5. After Cooler ünitesinin dizayn parametrelerinin belirlenmesi	31
4.1.6. Jacket ünitesinin dizayn parametrelerinin belirlenmesi	32
4.1.7. Düşük sıcaklık (LT) eşanjörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi	32
4.1.8. Yüksek sıcaklık (HT) eşanjörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi	33
4.1.9. Sıcak su (HW) eşanjörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi	33
4.1.10. LT eşanjörü radyatörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi	34
4.1.11. HT eşanjörü radyatörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi	35
4.1.12. Absorbsiyonlu soğutma grubu yüksek sıcaklık (HTG) jeneratörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi	35
4.1.13. Absorbsiyonlu soğutma grubu düşük sıcaklık (LTG) jeneratörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi	36

4.1.14. Absorbsiyonlu soğutma grubu evaporatör dizayn parametrelerinin belirlenmesi	36
4.1.15. Sistem üç boyutlu modellenmesi.....	37
4.2. Trijenerasyon Sisteminin Ekserji Kayıplarının ve İkinci Yasa Verimlerinin Hesaplanması.....	40
4.2.1. Akımların ekserjileri	40
4.2.2. Trijenerasyon sistemi ekipmanlarının ekserji kayıplarının bulunması .	55
4.3. Trijenerasyon Sisteminin Maliyet Analizi ve Amortisman Süresinin Hesaplanması.....	70
4.3.1. Trijenerasyon sistemi kurulmadan önce elektrik üretimi için ödenen toplam tutar	71
4.3.2. Trijenerasyon sistemi kurulmadan önce bina ısıtması için ödenen toplam tutar	71
4.3.3. Trijenerasyon sistemi kurulmadan önce bina soğutulması için ödenen toplam tutar	71
4.3.4. Trijenerasyon sisteminin genel giderleri.....	72
4.3.5. Yıllık bazda elde edilen tarassuf ve amortisman süresi	73
5. SONUÇ	74
6. KAYNAKLAR.....	76
7. EKLER.....	78
Ek 1: Cat CG 132-8 Gaz Jeneratörü Kataloğu ve Teknik Datasheet Bilgileri.....	78
Ek 2: Broad BEH 30 Paket Tip Absorpsiyonlu Soğutma Grubu Kataloğu ve Teknik Bilgileri.....	81
Ek 3: Tasarlanan Trijenerasyon Sisteminin Akım Şeması Detay Resimleri.....	83
ÖZGEÇMİŞ	

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

C_p	Sabit basınçta özgül ısı, (kJ/kg.K)
C_v	Sabit hacimde özgül ısı, (kJ/kg.K)
$\dot{c}$	Çıkış koşulları
E	Ekserji debisi, (kJ/h)
h	Özgül entalpi, (kJ/kg)
$\bar{h}$	Yanma entalpisi, (kJ/kmol)
H	Toplam entalpi, (kJ)
g	Giriş koşulları
i	Özgül tersinmezlik, (kJ/kmol)
I	Toplam tersinmezlik, (kJ)
ky	Kayıp
kh	Kontrol hacmi
m	Kütle, (kg)
M	Mol Kütlesi, (kg/kmol)
n	Mol miktarı, (kmol)
P	Basınç, (bar)
Q	Isı geçisi, (kJ)
s	Özgül entropi, (kJ/kg.K)
T	Sıcaklık (°C)
tr	Tersinir durum
u	Özgül iç enerji, (kJ/kg)
U	Toplam iç enerji, (kJ)
W	Toplam is, (kJ)
y	Ekserji kaybı oranı, (%)
η_{th}	Isıl verim
η_{II}	İkinci yasa verimi
ρ	Yogunluk, (kg/m ³)
ψ	Özgül ekserji, (kJ/kg)
0	Çevre hali
.	(üst nokta) Birim zamanda
-	(üst çizgi) Birim mol için

Kısaltmalar

HTG	High Temperature Generator (Yüksek sıcaklık jeneratörü)
HW	Hot Water (Yüksek sıcaklık)
LT	Low Temperature (düşük sıcaklık)
LTG	Low Temperature Generator (Düşük sıcaklık jeneratörü)
OECD	Ekonomik İşbirliği ve Kalkınma Teşkilatına
EIO	Elektrik Isı Oranı
P&ID	Piping and Instrument Diagram (Boru ve entrüman akış diyagramı)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 Trijenerasyon Sisteminde Kullanılan Gaz Motoruları	5
Şekil 1.2. Trijenerasyon Sisteminde Kullanılan Gaz Türbinileri	6
Şekil 1.3. Trijenerasyon Sisteminde Kullanılan Dizel Motorlar	6
Şekil 1.4. Trijenerasyon Sisteminde Kullanılan Atık Isı Kazanı	7
Şekil 1.5. Trijenerasyon Sisteminde Kullanılan Plakalı Eşanjörler	8
Şekil 1.6. Trijenerasyon Sisteminde Kullanılan Kuru Hava Soğutmalı Radyatörleri	8
Şekil 1.8. Çift Etkili Absorpsiyonlu Chiller Soğutma Çevrimi Şeması	11
Şekil 1.9. Çift Etkili Absorpsiyonlu Chiller Isıtma Çevrimi Şeması	11
Şekil 1.10. Lityum Bromid-Su Eriyikli Absorpsiyonlu Soğutma Grubu Örnekleri	13
Şekil 1.11. Trijenerasyon Sisteminde Kullanılan Gaz Motoru	13
Şekil 1.12. Gaz Motorlu Trijenerasyon Sistemi Enerji Dağılımı	14
Şekil 1.13. Gaz Motorlu Trijenerasyon Sistemi Prensip Şeması	15
Şekil 4.1. Tasarlanan Trijenerasyon Sistemi Akım Şeması	28
Şekil 4.1. CAT CG132-8 Gaz motoru gelen görünümü	30
Şekil 4.2. Broad BHE30 Paket Tip Absorpsiyonlu Chiller Genel Görünümü	31
Şekil 4.3. 0,4 mW trijenerasyon Sisteminin Gelen Yerleşim Planı	37
Şekil 4.4. Trijenerasyon Sisteminin İzometrik Görünümü	38
Şekil 4.5. Trijenerasyon Sisteminin Skid Grubu İzometrik Görünümü	38
Şekil 4.6. Trijenerasyon Sistemi Kollektör Grubu İzometrik Görünümü	39
Şekil 4.7. Trijenerasyon Sistemi Baca Sistemi İzometrik Görünümü	39
Şekil 4.8. After Cooler Ünitesi Şematik Gösterimi	55
Şekil 4.9. Düşük Sıcaklık (LT) Eşanjörü Ünitesi Şematik Gösterimi	56
Şekil 4.10. Jacket Water Ünitesi Şematik Gösterimi	57

Şekil 4.11. Yüksek Sıcaklık (HT) Eşanjörü Ünitesi Şematik Gösterimi	58
Şekil 4.12. Sıcak su (HW) Eşanjörü Ünitesi Şematik Gösterimi.....	60
Şekil 4.13. LT Eşanjörü Soğutma Radyatörü Ünitesi Şematik Gösterimi	61
Şekil 4.14. HT Eşanjörü Soğutma Radyatörü Ünitesi Şematik Gösterimi.....	62
Şekil 4.15. Absorbsiyonlu Soğutma Grubu Yüksek Sıcaklı Jeneratörü (HTG) Ünitesi Şematik Gösterimi	63
Şekil 4.16. Absorbsiyonlu Soğutma Grubu Düşük Sıcaklı Jeneratörü (LTG) Ünitesi Şematik Gösterimi	64
Şekil 4.17. Absorbsiyonlu Soğutma Grubu Evaporatör Ünitesi Şematik Gösterimi	66
Şekil 4.18. Absorbsiyonlu Soğutma Grubu Evaporatör Soğutma Kulesi Şematik Gösterimi	67
Şekil 4.19. Trijenerasyon Sisteminki Elemanların Ekserji Kayıp Dağılımları.....	69
Şekil 4.20. Trijenerasyon Sistemindeki Ekipmanlar İçin Ekserji Kaybı Oranları.....	69
Şekil 4.21. Trijenerasyon Sisteminde İncelenen Ekipmanlar İçin Genel Ekserji Kaybı Dağılım Görünümü	70
Şekil 7.1. Cat CG 132-8 Gaz Jeneratörü	78
Şekil 7.2. Cat CG 132-8 Gaz Jeneratörü Teknik Katalog Bilgileri	79
Şekil 7.3. Cat CG 132-8 Gaz Jeneratörü Teknik Datasheet Bilgileri	80
Şekil 7.4. Broad Paket Tip Absorpsiyonlu Chiller Kataloğu.....	81
Şekil 7.5. Broad BHE 30 Paket Tip Absorpsiyonlu Chiller Kataloğu	82
Şekil 7.6. Trijenerasyon Sistemi Akım Şeması Detay-1	83
Şekil 7.7. Trijenerasyon Sistemi Akım Şeması Detay-2	84
Şekil 7.8. Trijenerasyon Sistemi Akım Şeması Detay-3	85
Şekil 7.9. Trijenerasyon Sistemi Akım Şeması Detay-4	86

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 4.1. Trijenerasyon Sistemindeki Tüm Akımların Termodinamik Özellikleri.....	30
Çizelge 4.2. Akımların Termofiziksel Özellikleri ve Debileri.....	41
Çizelge 4.3. Baca gazı oluşturan bileşenleri termodinamik özellikleri	48
Çizelge 4.4. Baca gazı bileşenleri termodinamik özellikleri.....	50
Çizelge 4.5. Akımların Özgül Ekserjileri ve Ekserji debileri	55
Çizelge 4.6. After Cooler Ünitesi Akımların Termofiziksel Özellikleri	56
Çizelge 4.7. LT Eşanjörü Akımların Termofiziksel Özellikleri.....	58
Çizelge 4.8. Jacket Water Akımların Termofiziksel Özellikleri.....	59
Çizelge 4.9. HT Eşanjörü Akımlarının Termofiziksel Özellikleri	60
Çizelge 4.10. HW Eşanjörü Akımlarının Termofiziksel Özellikleri	61
Çizelge 4.11. Absorbsiyonlu Soğutma Grubu Soğutma Kulesi Akımlarının Termofiziksel Özellikleri.....	68
Çizelge 4.12. Güncel enerji Maliyetleri.....	72
Çizelge 4.13. Trijenerasyon Sisteminin Yıllık Çalışma Süreleri	72
Çizelge 4.14. Trijenerasyon Sisteminin Genel Giderleri.....	73
Çizelge 4.15. Trijenerasyon Sistemi Kurulmadan Önce Enerji Giderleri	73
Çizelge 4.16. Trijenerasyon Sistemi Kurulduktan Sonra Enerji Giderleri	73

1. GİRİŞ

Günümüzde, yaşamımızın ayrılmaz bir parçası ve en temel gereksinimlerinizden biri olan enerji, dünya üzerindeki değişikliklere yol açan en önemli etkenlerden biri olarak tanımlanabilir. Enerji; elektrik, ısı (ısıtma, soğutma), nükleer, kinetik, potansiyel, manyetik ve kimyasal gibi farklı formlarda olabilir. Bu enerji türlerinin tümünün toplamı, sistemin toplam enerjisini oluşturur. Kişi başına enerji tüketimi ülkelerin gelişmişlik seviyelerini göstermektedir. Ekonomik büyüme, nüfus artışı ve sosyal yaşamdaki değişim hızına bağlı olarak, dünyadaki enerji tüketim miktarı da hızla artmaktadır. Gelişmiş ülkelerde enerji tüketimi daha yavaş bir artış gösterirken, Türkiye gibi gelişmekte olan ülkelerde ise enerji tüketimi daha hızlı artmaktadır. Özellikle ısı ve elektrik enerjisi, günlük yaşamda karşılaştığımız en önemli enerji türlerindendir. Birincil enerji kaynaklarının sınırlı ve yakın gelecekte tükenecek olması ve enerji tüketim hızına bağlı olarak artan talepler enerjiyi daha da değerli yapmaktadır. Dünyadaki araştırmalar, birincil enerji kaynaklarını en verimli ve ucuz şekilde faydalı enerjilere (elektrik, ısı) dönüştüren sistemler üzerine yoğunlaşmıştır. Bu nedenle enerji üretiminde kullanılan teknolojiler giderek önem kazanmaktadır (Güngör 2013).

Yapılan araştırmalar sonucu 2005 yılı sonu itibariyle Dünya bilinen petrol rezervinin 2040, doğal gazın 2065 ve kömürünün 2227 yılında tükenecek olması öngörülmektedir. Bu durum ise alternatif enerji kaynaklarının araştırılması ve projelerin artmasına sebep olmaktadır. Ayrıca enerji israfından vazgeçilmesi ve enerjiyi en yüksek verimle kullanabilecek teknolojik yenilikleri de gerçekleştirmek için özel çaba sarf edilmesi gereklidir (Sevilgen 2002).

Geçen yüzyıldan bu yana dünyamızda enerji üretimi 100 kat, çevre kirliliği ise 50 kat artmıştır. Bu artışların ortalama %55'i son yirmi yıl içerisinde olmuştur. Yine geçen yüzyıldan bu yana fosil yakıt kullanımı ve hava kirliliği 30 kat artmıştır. Bitki ve hayvan türlerinin %20'si yok olmuş, orman yüzölçümü %25 azalmış, 480 milyon hektar toprak erozyona uğramıştır. Ekonomik İşbirliği ve Kalkınma Teşkilatına (OECD) bağlı ülkelerde yılda 20 milyon ton oksijen tüketici madde deniz, göl ve nehirlerle endüstriyel atık olarak atılmaktadır. Bu olumsuzluklar enerjinin gerek üretim gerekse kullanma aşamalarında rasyonel değerlendirilmemesinden kaynaklanmaktadır (Erdem 2002).

Ülkelerin gelişmeyi sürdürebilmesi, sosyal gelişmeyi ve ekonomik kalkınmayı sağlamasında en önemli rolü enerji sektörü oynamaktadır. Dünya'da birçok ülkede olduğu gibi Türkiye'de de fosil kaynaklı yakıtlar çok fazla kullanılmaktadır. Ancak, fosil yakıtların kullanılmasından kaynaklanan belirsizlikler ve çevresel etkiler her geçen gün artmakta olup, özellikle fosil yakıtların yanması sonucu açığa çıkan zehirli gazlar hem çevre açısından hem de insan sağlığı açısından tehlike arz etmektedir. Özellikle karbondioksitten (CO₂) kaynaklanan sera etkisi sonucunda sel baskınları, kuraklık vb. küresel iklim değişiklikleri yaşanmaktadır. Ayrıca yerüstü ve yeraltı su kaynaklarının, limanların ve toprakların kirlenmesi, radyasyon ve radyoaktif kirlilik, ozonun tabakasının delinmesi, hava kalitesinin düşmesi, asit yağmurları ve benzeri etkileri sıralanabilir. Türkiye artan nüfusu ve gelişen ekonomisi ile enerji ihtiyacı gün geçtikçe artan, buna karşılık yerli enerji kaynakları sınırlı olan ve finansman açısından dışa bağımlı bir ülkedir. Bu durum enerji sektöründe uzun vadeli ve etkin planlamaların önemini arttırmaktadır.

Bu gün için yaklaşık % 58 olan ithal enerji payının 2020 de % 78 olması beklenmektedir. Ülkemizde tüketilen enerjinin % 36'sı konutlarda, % 34'ü sanayide, % 21'i ulaşırmada, % 5'i tarımda kullanılmaktadır (Ballı, 2008). Dünyada petrol rezervinin 2050, doğal gazın 2070 ve kömürünün de 2150 yılında tükenmiş olması beklenmektedir. Bu durumda alternatif enerji kaynaklarının üzerindeki araştırmaların ve projelerin artmasına ortam hazırlamaktadır. Ayrıca insanlığın enerji israfından vazgeçmesi ve enerjiyi en yüksek verimle kullanabilecek teknolojik yenilikleri gerçekleştirmek için özel çaba sarf etmesi gereklidir. Hem sanayide, hem de konut ısıtmasında gerekli olan elektrik enerjisinin ve ısı enerjisinin aynı kaynaktan karşılanması ile yapılacak olan enerji tasarrufu çevre kirliliğini ve dışa bağımlılığımızı azaltırken, kaynaklarımızın hızlı tükenmesini de önleyecektir. Çağımızda tüketim merkezlerine, enerjinin nakli yerine, tüketim merkezlerine yakın üreticilerin bir rekabet ortamı içinde (iki ya da üç tüketicinin ürettiği enerji arzı) ile üretimlerini arz edecekleri bir piyasanın 2 oluşturulması yönüne gidilmelidir. Desantralizasyon dediğimiz bu sistemin asıl amacı tüketim merkezlerine yakın üretim birimlerinin oluşturulmasıdır. Kojenerasyon tesislerinin, tüketim merkezlerinin yakınında kurulmasıyla, yüksek randımanlı ve temiz enerji üretim teknolojisi ortaya çıkacaktır (İnalı vd 2002).

Kojenerasyon sistemleri, yakıttan elektrik ve ısı enerjisi üreten sistemlerdir. Kojenerasyon sistemleri yüksek verim, kullanım yerinde üretim yaparak elektrik üretim ve dağıtım kayıplarının en aza indirilmesi, iletim dağıtım hatlarına yapılacak yatırımların azaltılması, yük değişimlerine hızlı uyum sağlanması gibi avantajları sağlar. Ayrıca yüksek verimlerinden dolayı yakıt tüketimini düşürerek, hem işletmelerin enerjiye harcadıkları masrafları düşürmekte hem de çevreye salınan(CO₂) emisyonlarını azaltmaktadır. Kojenerasyon tesislerinin en büyük üstünlüğü, gereksinim duyulan enerji türlerini istenildiği zaman ve miktarda üretebilmesidir. Bu tesisler, kendi enerjilerini kendileri ürettiklerinden dışa bağımlı değildir. Üretilen enerjideki kalite ve devamlılık diğer bir üstünlüğüdür. Böylece elektrik kesilmesi, frekans ve voltajdaki düzensizlikler ortadan kalkmış olmaktadır. Kojenerasyon tesislerine yapılan kredi harcamaları uzun vadede geri ödemeli olduğu 3 için enerji daha ucuz elde edilmektedir. Kojenerasyon sistemlerinin kullanımları, yukarıda belirtilen avantajlardan ve konvansiyonel elektrik enerjisi ve ısı enerjisi üretim sistemlerine göre sahip olduğu üstünlüklerinden dolayı, giderek artmaktadır (Güngör ve Yıldırım 2012).

Kojenerasyon sistemleri, sistemin ekonomikliğı, teknik açıdan toplam sistem verimliliğı ve kullanıcının gereksinimleri dikkate alınarak uygun bir şekilde seçilmelidir. Ayrıca çeşitli sebeplerden dolayı, kojenerasyon sisteminde kullanılması düşünülen yakıt türüne, yapılacak bölgenin ihtiyacına göre sistem seçilir. Kojenerasyon oldukça büyük bir yatırım olduğu için, sistemin fizibilitesinin çok ayrıntılı olarak yapılması zorunluluğı vardır. Bu fizibilite sonuçları ucuzluk ve kaliteden bile daha önce gelebilmektedir. Kojenerasyon sisteminde ihtiyaç duyulan güçler büyüdükçe, seçilen sistem gaz türbinine doğru yönelmektedir. Genellikle uygulamada, 15-20 MW seviyesinin altında gaz motorları, üzerinde ise gaz türbinleri kullanılmaktadır. Aslında bu seçim elektrik ısı kullanım oranına göre yapılır. Bir sistemde çok az ısı kullanıyorsanız, kombine çevrimli imli gaz türbini kurmak daha avantajlıdır. Elektrik fiyatı, bizim ülkemiz koşullarında daha pahalı olduğundan ve gaz motorlarında elektrik verimi daha yüksek olduğundan dolayı, gaz motoru seçmek daha ekonomik olmaktadır (Güngör 2013).

Dünyadaki enerji rezervlerinin zamanla bitmesi nedeniyle, enerji darboğazının aşılabilmesi için eldeki enerji kaynaklarının daha iyi bir şekilde kullanılması gerekmektedir. Bu nedenle hem ısıtma, soğutma hem de elektrik enerjisi üretilmesi bakımından trijenerasyon sistemlerin önemi bir kat daha artmaktadır. Çünkü kojenerasyon sistemlerde baca gazı ile atılan ısı kullanılabilir, yani soğutma ihtiyacını karşılayabilir düzeydedir (Güngör ve Bayrak 2012).

Kojenerasyon sistemlerindeki atık ısının absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılmasıyla soğutma elde etmek de mümkündür. Bu tür sistemler trijenerasyon sistemleri olarak bilinmektedir. Uygulamada yaygın olarak kullanılan iki tür absorpsiyonlu soğutma sistemi vardır. Bu sistemler amonyak su ve su-lityum bromür ikili karışımlarını kullanan çevrimlerdir (Elhanan ve Derbentli 2007).

Yukarıda kısaca bahsedildiği gibi, kojenerasyon sistemleri ile ilgili pek çok araştırma yapılmakla beraber, ısıtma ve elektrik üretiminin yansısı soğutma ihtiyacının da aynı anda karşılanabildiği trijenerasyon (üçlü enerji) sistemlerinin geleceği oldukça parlak görünmektedir. Buradan hareketle, bu çalışmada alışlagelmiş yöntemlerle ısınma, soğutma ve elektrik ihtiyacı karşılanmakta olan (ısınma ihtiyacı doğalgaz kazanı, soğutma ihtiyacı split klimalarla, elektrik ihtiyacını da şehir şebekesinden) bir üniversitenin hizmet binaları için, elektrik, ısıtma ve soğutma enerjisini tek bir sistemle üretebilecek bir trijenerasyon sisteminin modellenmesi yapılmıştır. Yapılan modellemenin amacı, bina ihtiyacına en uygun kapasitede bir trijenerasyon sistemin belirlenmesidir. Yapılan hesaplamalar neticesinde belirlenmiş olan trijenerasyon sisteminin termodinamik ve ekonomik analizleri yapılarak sistemin amortisman süresi belirlenmiştir. Yapılan termodinamik analiz; sistemde olan kayıpların ve sistem içerisinde tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji yıkımlarının yeri ve miktarı hesaplarını da kapsayacak şekilde detaylandırılmıştır. Bu şekilde tasarlanan sistem, proje firmasına önerilmiş ve firma tarafından kabul edilerek sistemin belirlenen üniversiteye kurulumu gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar grafikler ve tablolar halinde sunulmuştur.

1.1. Trijenerasyon Sistemlerinin Tanımı

Isı ve elektriğin birlikte üretildiği kojenerasyon sistemleri ısının özellikle daha az gerekli olduğu yaz aylarında kış aylarına nispeten daha az verimli olmaktadır. Bu nedenle bu sistemler geliştirilerek trijenerasyon sistemleri ortaya çıkarılmıştır. Kojenerasyon sonucu elde edilen sıcak su veya buhar soğurmalı soğutucular aracılığı ile soğutma da yararlanılması esasına dayanan sisteme “trijenerasyon” denir. Sistemde üretilen elektrik enerjisinin veya ısı enerjisinin bir bölümü kullanılarak soğutma enerjisi üreten soğutma bileşenleri mevcuttur. Elektrik enerjisi kullanan soğutma ünitelerine elektrik tahrikli; ısı enerjisini kullanan soğutma ünitelerine ise absorpsiyonlu (soğurma) veya adsorpsiyonlu (yüzeye verme) soğutma üniteleri adı verilmektedir. Tüketilen yakıt kojenerasyon sisteminle aynı olmasına rağmen elektrik, ısı ve soğutma ihtiyaçları karşılanabilmektedir. Bu sistemle yakıttan yararlanma oranı en yüksek değere ulaşmakta ve toplam verim bu sayede artırılabilir (Çaka 2006).

Özellikle karbondioksit ve sera gazları gibi çevreye zararlı emisyonları azaltır, yüksek yakıt ve maliyet tasarrufu sağladığından dolayı endüstriyel ve ticari kullanıcılar için rekabet gücü sağlamaktadır. Yerel tüketicilerin ihtiyaçlarını karşılayacak yerlere

kurulabildiğinden elektrik ve ısı tedarikinde kesinti riskini ortadan kaldırır. Enerji güvenliğine katkıda bulunarak elektrik iletim kayıplarını önler ve kullanılan yakıt ihtiyacı azalacağından ithal enerji bağımlılığını düşürür (Ballı 2008).

İki temel tip soğutma tekniği vardır. Bunlar sırasıyla, kompresörlü (sıkıştırılmalı) soğutma ve absorpsiyonlu soğutmadır. Bunlar arasındaki temel fark, kompresörlü soğutmada enerji kaynağı olarak elektrik kullanılır. Termodinamik açıdan absorpsiyonlu soğutmanın kojenerasyon sistemlerine ilave edilmesi, verimin yüksek oranda artmasını sağlar. Çünkü absorpsiyonlu soğutma sistemi için kojenerasyon sisteminden atılan egzoz gazı kullanılır. Bu şekilde konvansiyonel işlemlerle edilen enerji tek bir sistemle elde edilmiş olur. Bu sayede hem sistemin verimini artırmış hem de yakıttan tasarruf edilmesini sağlamıştır. Normal bir trijenerasyon sistemi, bir kojenerasyon sisteminden elde edilen ısıнын bir kısmını kullanarak soğutma yapan bir buhar absorpsiyonlu soğutucu bulundurur. Absorpsiyonlu soğutucularda çalışan parça sayısı diğer soğutma gruplarına göre daha az olduğu için arıza yapma olasılığı ve bakım ihtiyacı daha azdır. Parça sayısının azlığı ayrıca gürültü seviyesini de düşürmektedir (Orhan 2003).

1.2. Trijenerasyon Sistemlerinin Genel Çalışma Prensipleri

Atmosferden alınan hava, bir filtre sisteminden geçirildikten sonra gaz türbininin kompresör kısmına girer ve burada sıkıştırılarak yanma odasına iletilir. Yanma odasında (12-35 bar) püskürtülerek verilen yakıt da bu sıkıştırılmış hava ile karışarak yanar. Yanma odası çıkışında 1000 - 1500°C sıcaklıktaki oluşan yüksek basınçlı sıcak gazlar gaz türbini kanatlarından geçerek türbini döndürür ve türbine bağlı jeneratörden elektrik enerjisi üretilir. Gaz türbininden çıkan sıcak atık gazlar (400- 600°C) bir egzoz kanalıyla atık ısı kazanına iletilir. Egzoz gazları ısılarını burada su buhar çevrimine transfer ederek soğur ve daha sonra kazan bacasından atmosfere atılır. Atık ısı kazanında üretilerek türbine verilen buhar, türbin kademelerinde genişler ve böylece termik enerji mekanik enerjiye dönüşmüş olur. Türbinin tahrik edilmesiyle de türbine bağlı jeneratörden elektrik ve ısı enerjisi üretilir. Atık ısı kazanından düşük sıcaklıkta atılan egzoz gazı absorpsiyonlu (LiBr-H₂O) soğutma çevrimine verilir (Kakilli 2003).

Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla eriyik ısı değiştiricisinden geçerek bir miktar ısınan soğutkan madde miktarınca zengin olan eriyik jeneratöre gelir. Burada atık ısı kazanından gelen egzoz gazı ısıyla soğutucu akışkan buharlaşarak eriyikten ayrışır. Buharlaşarak jeneratörü terk eden soğutkan buharı, yoğunlaştırıcuya gider. Jeneratörde, eriyik içinden soğutkan buharının ayrılmasıyla soğurucu akışkanca zenginleşen eriyik, ısı değiştiricisinden geçerek absorbere geri döner. Yoğunlaştırıcuya giren soğutkan buharı, burada yoğunlaşarak sıvı hale gelir. Yoğunlaştırıcıdan tamamen yoğunlaşmış olarak çıkan soğutucu akışkan, genişleme valfinden geçerek buharlaştırıcıya ulaşır. Buharlaştırıcıda ortamdan ısı çeken soğutucu akışkan absorbere girer. Absorberde LiBr eriği tarafından soğrulur. Soğrulan bu eriyik bir pompa vasıtasıyla tekrar jeneratöre gönderilir ve çevrim böylece devam eder (Şencan 2004).

1.3. Trijenerasyon Sistemini Oluşturan Elemanlar

Bir trijenerasyon sistemi, enerji kaynağını oluşturan yakıtın amaca yönelik en doğru ve optimum şekilde kullanılması için birbirine bağlı birçok enstrüman ve ekipmandan oluşmaktadır. Bunların başında, yakıtın yakılacağı sürücü tipi, atık ısıların değerlendirileceği atık ısı kazanı (cehennemlik), eşanjörler (ısı değiştiricileri), absorpsiyonlu soğutma grupları ve soğutma radyatörleri gelmektedir. Kullanılan ana ekipmanların kısaca şu şekildedir;

1.3.1. Motor sürücüleri

Bir trijenerasyon sisteminin ana kısmını elektrik jeneratörünü döndüren sürücü motor oluşturur. Jeneratörü döndüren 3 farklı sürücü motor vardır, bunlar;

- Gaz Motoru
- Gaz Türbini
- Dizel Motorlardır

Bu farklı sürücü motorların herhangi bir modelinden esas olarak projenin ihtiyacı olan çıkış gücüne ve elektrik ile ısı dengesine bağlı olarak yararlanılır.

Gaz Motoru

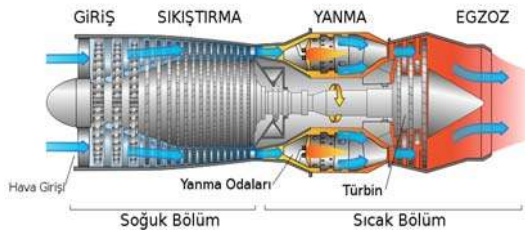
Gaz Motoru düşük devirli Otto çevrimli çok silindirli 50 ile 3,500 kW gücü aralığında pistonlu makinelerdir. Isı çıkışı genellikle güç çıkışının 1 ile 1.5 katıdır. Gaz Motorlarından faydalı ısı, soğutma eşanjörleri, motor blok soğutma suyu ve egzoz gazı eşanjörleri ile geri kazanılır. Gaz Motorları yakıt olarak Doğal Gaz, Propan veya Biyogazdan yararlanır. Düşük seviyelerde azot oksit emisyonu nedeniyle çevre dostudur. Trijenerasyon sistemlerinde kullanılan gaz motoru örnekleri Şekil 1.1’de gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Trijenerasyon sisteminde kullanılan gaz motorları

Gaz Türbini

Bir rotor üzerine yerleştirilmiş açılı kanatlardan oluşan yüksek devirde döner tip bir makine olan gaz türbinleri, yüksek miktarda havayı sıkıştırıp besleyerek gaz veya sıvı yakıtı yakmak suretiyle elektrik jeneratörünü döndürmek üzere dönen bu rotordan büyük güç elde etmektedir. Gaz Türbini büyük miktarlarda yüksek sıcaklıkta egzoz gazı deşarj eder, bu gazlardan bir atık ısı kazanı vasıtasıyla suyu ısıtarak buhar elde edilir. Gaz Türbinleri genelde 5,500 kW üstü güç ihtiyacında tercih edilirler. Gaz Türbininin ısıl randımanına bağlı olarak egzoz gazlarından ısı üretimi çıkış gücünün 2,5 –3 katı miktarındadır. Trijenerasyon sistemlerinde kullanılan gaz türbini örnekleri Şekil 1.2’de gösterilmiştir.



Şekil 1.2. Trijenerasyon sisteminde kullanılan gaz türbinleri

Dizel Motorlar

Bu üniteler çok silindirli olup 500 ile 22.000 kW çıkış gücündedirler. Dizel motorları motorin ve ağır fuel oil yakıtlarını kullanırlar. Elektrik üretim verimi yüksek olup diğer taraftan atık ısı üretimi görece olarak düşüktür ve genellikle güç çıkışına eşittir. Trijenerasyon sistemlerinde kullanılan dizel motor örnekleri Şekil 1.3’de gösterilmiştir.



Şekil 1.3. Trijenerasyon sisteminde kullanılan dizel motorlar

1.3.2. Atık ısı kazanı

Trijenerasyon sisteminin ikinci önemli kısmı projeye bağlı olarak çeşitli tipte ısı eşanjörlerinin kullanıldığı atık ısı geri kazanıdır. Yararlanılacak ısıнын türüne göre, atık ısıнын türüne göre atık ısıyı geri kazanacak ekipman genel olarak atık ısı buhar kazanı olarak isimlendirilir. Bunlar gaz türbinlerinin, gaz motorlarının ve dizel motorların egzoz çıkışlarına tesis edilirler ve doğrudan egzoz gazları ile suyu ısıtarak doymuş veya kızgın buhar üretirler. Sıcak egzoz gazları doğrudan veya sıcak hava eşanjörleri ile kurutma ve ısıtma işlemleri için kullanılabilir. Gaz ve dizel motorları aynı zamanda motor blok soğutma ve eşanjörler vasıtasıyla büyük miktarlarda sıcak su üretirler. Böylece trijenerasyon sistemleri toplam %90 gibi çok yüksek bir ısı verimle aynı zamanda elektrik ve ısı üretirler. Trijenerasyon sisteminde kullanılan atık ısı geri kazanı örnekleri Şekil 1.4’te gösterilmiştir.

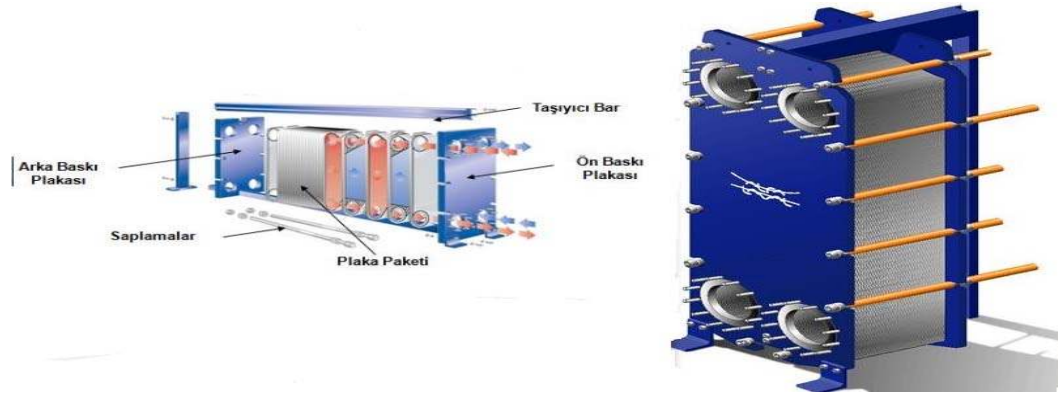


Şekil 1.4. Trijenerasyon sisteminde kullanılan atık ısı kazanı

1.3.3. Plakalı eşanjörler

Trijenerasyon sisteminde atık ısıların değerlendirilmesi ve kullanıma sunulması için kilit rolü üstlenirler. Özellikler motor gömlek suyu (jacket water) ve Son Soğutma (After Cooler) ünitelerinden elde edilen sıcak suyun 80-90°C kullanım suyu ve 40-45°C de kullanım suyu elde edilmesi için sisteme entegre edilmiş önemli bir enstrümandır. Plakalı eşanjörlerin çalışma prensibi; eşanjörlerde bulunan contalar vasıtasıyla, plakaların üzerinde oluşturulan akış kanallarından geçen akışkanlar, birbirleriyle karışmaksızın akarken, sıcaklık farkından dolayı, arzu edilen ısı transferi gerçekleştirilir.

Plakalı ısı eşanjörlerinin; plaka boyutu ve plaka sayısı, içinden geçen akışkanın debisine, giriş-çıkış sıcaklık değerlerine, fiziksel özelliklerine, basınç düşümlerine ve istenen maksimum mukavemet değerine göre belirlenir. Plakalar üzerindeki simetrik veya asimetrik dizaynlar, akışkanların türbülanslı bir şekilde akmasını sağlayacak yapıdadır ki, buda yüksek ısı transfer katsayılarının elde edilmesine neden olur. Plakalı ısı eşanjörlerinde, plakalar arasında oluşturulan temas noktaları, plaka paketinin istenen mukavemete ulaşmasını sağlar. Trijenerasyon sisteminde kullanılan plakalı eşanjörler Şekil 1.5’te gösterilmiştir.



Şekil 1.5. Trijenerasyon sisteminde kullanılan plakalı eşanjörler

1.3.4. Soğutma radyatörleri

Trijenerasyon sisteminde soğutma radyatörleri genellikle kuru hava soğutmalı olarak kullanılır. Motoru soğutma için kapalı devre dönen su, yağ vs. akışkanların, ısı değiştirici eşanjörlerde yeteri kadar soğutulamadığı zamanlar devreye girer ve radyatör borularının içinden geçen sıcak akışkan üzerine hava üflenerek akışkan sıcaklığının istenilen seviyelere ulaşması sağlanır. Soğutma radyatörleri, trijenerasyon sisteminin sunduğu ısı enerjisi arzının yeteri kadar talep edilmediği zamanlarda devreye girer ve sistemin sağlıklı çalışmasına katkıda bulunur. Trijenerasyon sistemlerinde kullanılan hava soğutmalı radyatör grubu örnekleri Şekil 1.6’da gösterilmiştir.



Şekil 1.6. Trijenerasyon sisteminde kullanılan kuru hava soğutmalı radyatörleri

1.3.5. Absorbsiyonlu soğutma grupları

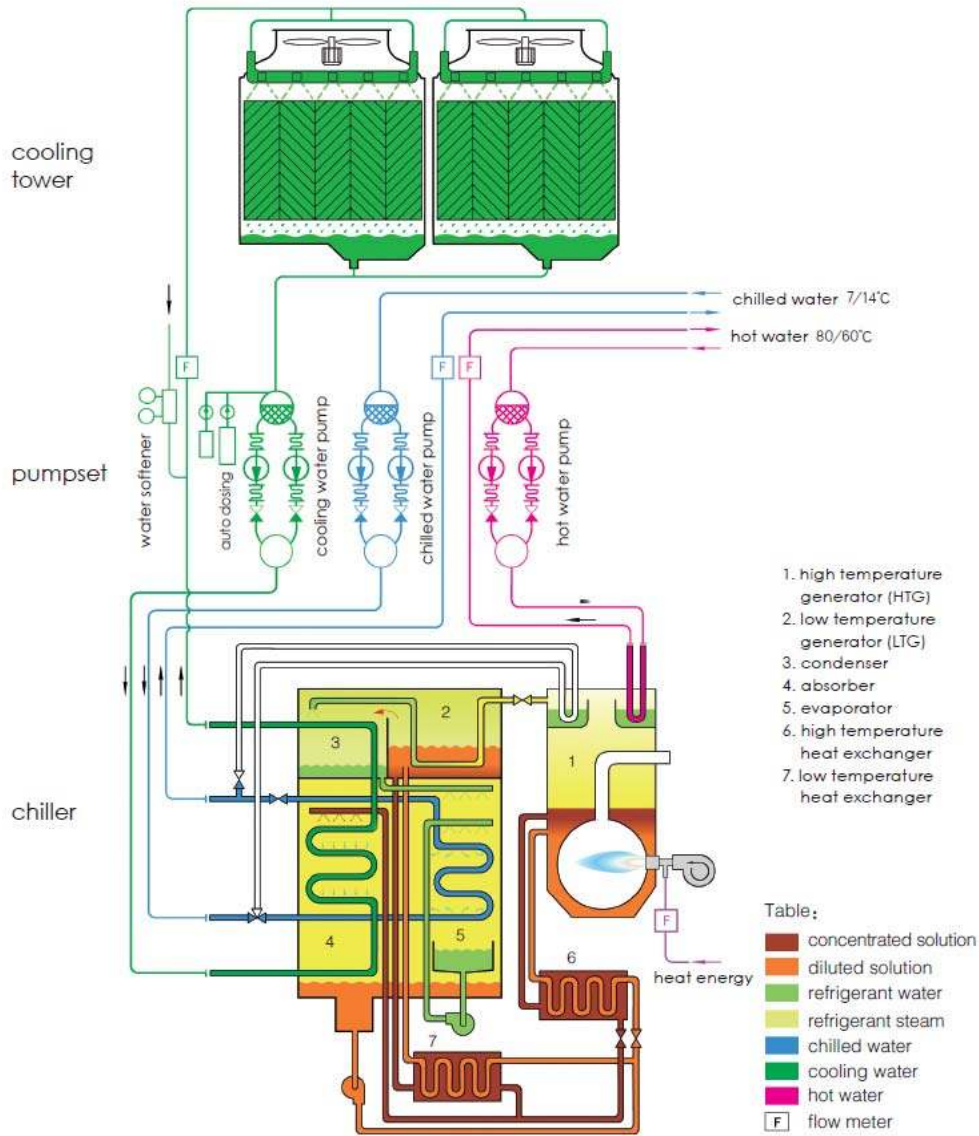
Atık egzoz gazlar, güneş enerjisi ve jeotermal enerji kaynaklarının enerjisini kullanarak soğutma yapabilmesi en önemli özelliği olan absorpsiyonlu soğutma makinaları çok çeşitli alanlarda soğutma amaçlı olarak kullanılabilirler. Günümüzde enerji maliyetlerinin artması nedeni ile yenilenebilir enerji kaynaklarının değerlendirilmesi hususu ön plana çıkmıştır ve bu bakımdan bu tip soğutma ve ısıtma makinalarına olan eğilim her geçen gün artmaktadır. Isıtma ve soğutma makinalarından gelen olarak buhar sıkıştırılmalı veya absorpsiyonlu çevrimler tercih edilir. Buhar sıkıştırılmalı çevrimlere göre elektrik enerjisine daha az ihtiyaç duyan absorpsiyonlu çevrimler, soğutucu akışkan olarak soğurucu ve soğutucu akışkandan oluşan akışkan çifti kullanılır ve sadece küçük bir pompa ile çok az enerji harcayarak soğutma sistemi işlevini

yerine gerilir. Kompresör ile çalışan buhar sıkıştırmalı sistemlere göre çok daha düşük enerji ihtiyacı ile absorbsiyonlu sistemler soğutma ihtiyacının ekonomik bir şekilde karşılanmasına önemli bir katkı sağlamaktadır.

Bu sistemlerin günümüzde çok farklı çeşitleri olmakla birlikte; düşük atık ısı enerjili tek etkili, direk yakmalı ya da yüksek ısı enerjili buhar veya atık ısı kullanan çift etkili sistemler olmak üzere ana iki başlık toplanabilirler. Tek etkili sistemlerde sadece soğutma yapılabilirken, çift kademeli sistemlerde hem soğutma hem de ısıtma yapılabilir. Ticari makinalarda gerçek çevrimlerde, çift etkili olan sistemlerde atık ısı kullananlar için, soğutma kapasitesinin sisteme verilen enerjiye oranı olarak tanımlanan Soğutma tesir katsayısı 0.91-1.12 arasında, direk yanmalı olanlar için ise 1-1.2 arasında değişmektedir. Tek etkili sistemlerde genel olarak Soğutma tesir katsayısı 0.6-0.7 arasında değişmektedir.

Tek etkili absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, alçak basınçtaki soğutucu akışkan buharı, yine alçak basınçta sıvı fazına (eriyiğe) dönüştürülür. Bu dönüşüm, yutucu (absorban) adı verilen ikinci bir akışkan tarafından gerçekleştirilebilir. Absorbsiyonlu işlemi, soğutucu akışkan ile yutucu madde arasındaki moleküllerinin birleşmesi ile oluşur. Absorbsiyonlu işlemi esnasında açığa çıkan ısı enerjisi, bir kaynak tarafından alınmalıdır. Bu işlem sırasında çıkan bu enerji de yoğunlaşma, duyulur ve seyreltilme ısılarından meydana gelir. Soğutucu akışkan-yutucu eriyiğinin basıncı, bir eriyik pompası yardımı ile artırılır ve bir ısı değiştiriciden geçirilerek, jeneratöre gönderilir. Damıtma (distilasyon) işlemi ile rejenerasyonun yapıldığı bu jeneratörde, soğutucu akışkan ile yutucu birbirinden ayrılır. H_2O -LiBr sisteminde olduğu gibi, saf yutucu maddenin buharlaşmayan bir madde olması hali, basit bir damıtma işlemindeki ayrılma için yeterlidir. Buna karşılık, NH_3 - H_2O sisteminde olduğu gibi, saf yutucu maddenin buharlaşabilen bir madde olması halinde, parçalı bir damıtma cihazına gerek vardır. Buharlaştırıcı içindeki soğutucu akışkan, yutucu maddeden tam olarak ayrılmış halde değildir. Rejenerasyon yapılmış yutucu madde, normal olarak bir miktar soğutucu akışkan içerir. Su-lityum bromid sisteminde olduğu gibi, yutucu madde katılaşmaya meyleder ise, her zaman çözünür halde yutucu maddeyi tutabilmek için, yeterli soğutucu akışkan mevcut olmalıdır. Bazı pratik yöntemlerle, özellikle jeneratör içinde yüksek sıcaklıklardan sakınılarak rejenere edilmiş yutucu içinde istenilen miktarda soğutucu akışkan bırakılabilir.

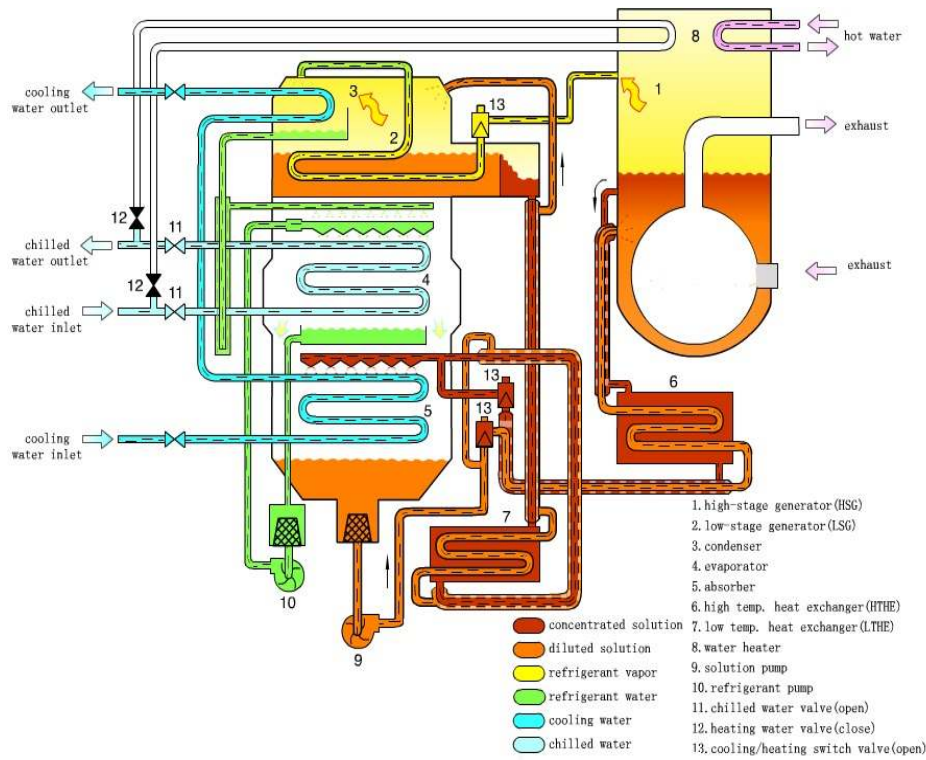
Çift etkili absorbsiyonlu chillerlerin çalışma prensibi de genel olarak tek etkili sistemler ile aynıdır. Burada sisteme ek olarak bir LiBr- H_2O çözletisinin ısıtılıp ayrıştırıldığı bir jeneratör daha bulunmaktadır. Bu sistemde toplam iki jeneratör ile soğutma sistemi desteklenir. Bunlardan ilki yüksek sıcaklık jeneratörü (HTG) olarak adlandırılan ve yüksek sıcaklıklı ısının girdiği ve LiBr- H_2O çiftinin ayrıştırıldığı bölümdür. Bu bölüm yaz aylarında LTG jeneratörüne katkıda bulunarak soğutmaya destek olurken, kış aylarında da bir eşanjör görevi üstlenerek ısıtma ihtiyacının karşılanması için gerekli sıcak su rejiminin sisteme tedarik edilmesini sağlamaktadır. Düşük sıcaklık jeneratörü (LTG) ise sadece soğutma amaçlı olarak kullanılır aldığı düşük sıcaklıklı $90^\circ C$ atık ısı ile içerisinde bulunan LiBr- H_2O eriyiğini ayrıştırır ve soğutma çevrimini sağlar. Sistemin gelen çalışma prensibi Şekil 1.7’de yer almaktadır.



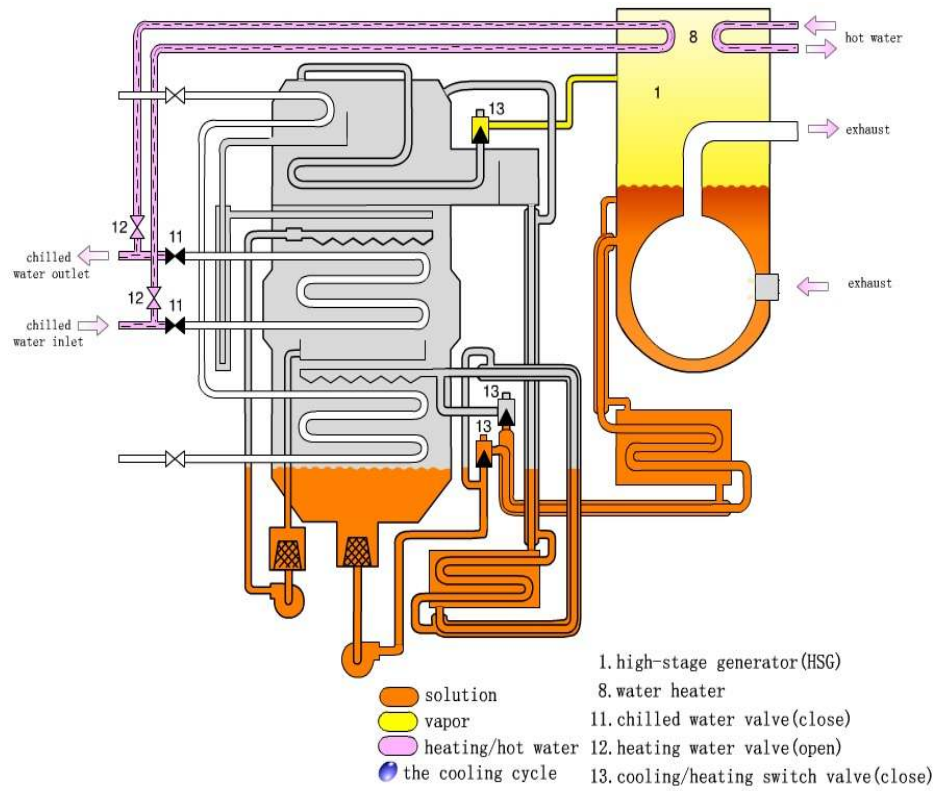
Şekil 1.7. Çift etkili, direk yanmalı absorpsiyonlu soğutma grubu genel çalışma prensip şeması

Çift etkili direk yanmalı absorpsiyonlu soğutma grupları doğalgaz, propan, ve motorin gibi yakıtlar ile adeta bir kazan gibi çalışır. Karbon yakıtların brülör vasıtasıyla yakılması ile açığa çıkan ısı enerjisini kullanan direk yanmalı sistemler hem atık ısıların olmadığı yerlerde hem ısıtma hem de soğutma elde etmek için uygun bir çözümdür.

Egzoz gazı, çürük buhar gibi atıl ısıların olduğu yerlerde ise yine bu sistem ile aynı çalışma prensibine sahip atık ısı absorpsiyonlu paket sistemler kullanılır. Bu sistemlerde yakıt kullanılmaz, enerji kaynağı olarak egzoz gazı veya çürük buhardan faydalanılır. Bu sistemlerin yaz ve kış çalışmaları sırası ile Şekil 1.8 ve Şekil 1.9'da sunulmuştur.



Şekil 1.8. Çift etkili absorsiyonlu chiller soğutma çevrimi şeması



Şekil 1.9. Çift etkili absorbsiyonlu chiller ısıtma çevrimi şeması

Çift etkili absorpsiyonlu gruplarını oluşturan elemanlar;

- Yüksek Sıcaklık Jeneratörü (HTG)
- Düşük Sıcaklık Jeneratörü (LTG)
- Kondenser
- Evaporatör
- Absorber
- Eriyik Isı Değiştiricisi
- Eriyik Isı Pompası
- Genleşme Valfi

Yüksek Sıcaklık Jeneratörü (HTG): LiBr solüsyonu yaklaşık 160°C ye ısıtılır ve LTG ye giderek solüsyonu %57 den %64 'e yoğunlaştıran çok miktarda buhar elde edilir. Güçlü solüsyon absorbere tekrar geri döner.

Düşük Sıcaklık Jeneratörü (LTG): HTG den gelen su buharı LTG içindeki eşanjör borularında geçerek içeride bulunan sulanmış LiBr solüsyonunun sıcaklığını 90°C ye çıkarır. Solüsyon buharlaşır ve kondensere girer. Solüsyon %57 den %63'e yoğunlaşır ve absorbere akar. HTG den gelen su buharı ısısını bırakarak su haline geçer ve kondensere akar.

Yoğusturucu (Kondenser): Sistemin dizaynına bağlı olarak su veya hava soğutmalı olarak tasarlanabilirler. İç içe geçmiş iki borudan oluşurlar. Jeneratörden gelen soğutucu akışkan buharının sıcaklığını düşürerek yoğuşmasını ve evaporatöre soğutucu akışkanın sıvı halde gelmesini sağlar.

Buharlaştırıcı (Evaporatör): Yoğusturucuda sıvılaştırılan soğutucu akışkan düşük basınçta ortamın ısısını çevreden alır ve soğutucu akışkan buhar haline gelir. Buharlaştırıcıdaki basınç bir genişleme valfi ile kontrol altında tutulur. Genellikle absorpsiyonlu soğutma sistemlerde karşı akımlı olarak tasarlanır.

Absorber: Görünüm itibari ile yoğusturucuya benzerler. İç kısmı iyi bir karışım sağlayacak şekilde bir veya daha fazla sayıda üst üste levhalardan oluşmaktadır. LiBr 'ün suda çözülmesini sağlayan soğutma elemanıdır. Soğutucu akışkan evaporatörden çıktıktan sonra bir ısı değiştiriciden geçerek absorbere girer. Çözünmenin kolaylaşması için absorberdeki karışımın bir sıvı eriyik pompası ile sürekli püskürtülür

Eriyik ısı değiştiricisi: Değiştiriciye giren fakir çözelti burada bir miktar ısı alarak jeneratöre gider. Jeneratörde atık egzoz gazının ısısını alarak soğutucu akışkan buharlaşır ve ısı alan zengin eriyik ısı değiştiriciye gelerek burada ısısını fakir eriyiğe ısısını verir. Isısını veren zengin eriyiğin absorbere dönmesini sağlar. Ön ısıtıcı ve ön soğutucu olmak üzere iki adet ısı değiştirici kullanılabilir. Genellikle karşı akımlıdır (Şencan 1999).

Eriyik ısı pompası: LiBr bakımından zengin çözeltinin absorberden ısı değiştiricisine iletilmesini sağlamaktadır. Genellikle kapalı pompalar seçilmektedir.

Genleşme Valfi: Soğutkan ve zayıf çözeltide basınçları düşürmek için kullanılırlar

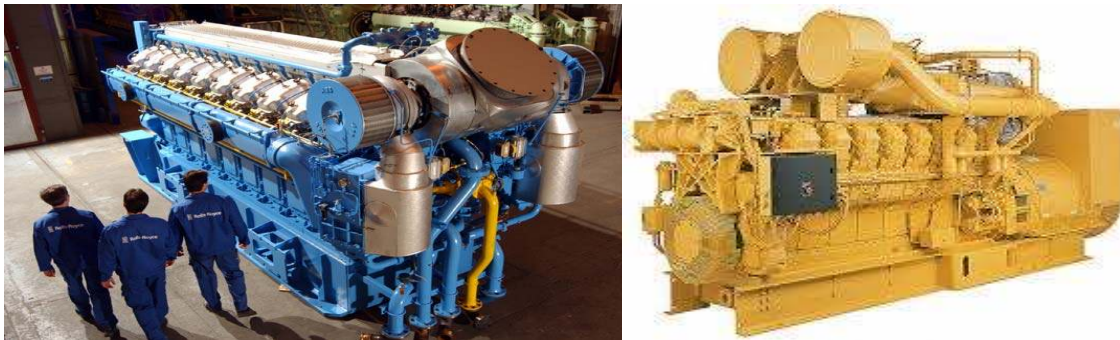
Trijenerasyon sistemlerinde kullanılan örnek absorpsiyonlu soğutma grupları Şekil 1.10.'da gösterilmiştir.



Şekil 1.10. Lityum bromid-su eriyikli absorpsiyonlu soğutma grubu örnekleri

1.4. Gaz Motorlu Trijenerasyon Sistemlerinin İncelenmesi

Gaz motorlu trijenerasyon sistemleri; gaz türbinli sistemlere göre daha düşük atık ısı enerjisi sağladıklarından ve çok çeşitli güçlerde üretilebildiklerinden dolayı, özellikle elektrik ihtiyacı, ısı ihtiyacından daha fazla olan yani elektrik ısı oranı (Birleşik ısı güç santralinde üretilen ısı-elektrik, kullanılan ısıya oranı) yüksek olan endüstriyel uygulamalarda (toplu konut, tatil köyleri, büyük oteller) optimum çözümler olarak karşımıza çıkmaktadır. Gaz motorlu trijenerasyon tesisinde kullanılan motor tipleri Şekil 1.11'de gösterilmiştir.



Şekil 1.11. Trijenerasyon sisteminde kullanılan gaz motoru

Pistonlu bir gaz motorunda yanan yakıtın enerjisinin (birincil enerjinin);

Elektriksel Enerji;

- Yakıt enerjisinin %35-42'lık bir kısmı mekanik güce yani elektrik enerjisine dönüşür.

Termal Enerjiler;

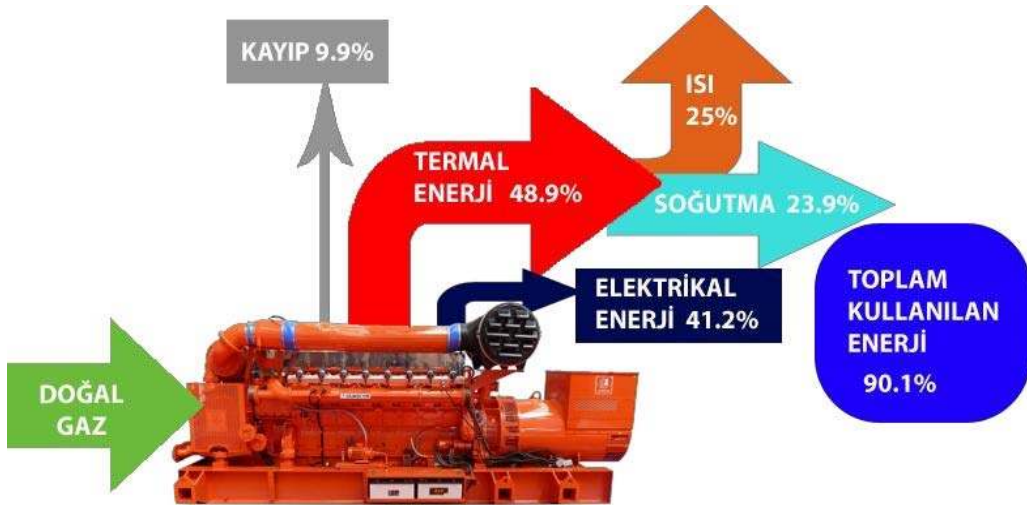
- Yakıt enerjisinin %30-35'lik bir kısmı motor gömlek ısısına,
- Yakıt enerjisinin %25-30'luk bir kısmı egzoz ısısına

Sistemden elde edilen toplam termal enerjinin %25'i ısıtma, %23,9'u soğutmada kullanılır.

Kayıplar;

- Yakıt enerjisinin %7-10'luk bir kısmı radyasyon enerjisi şeklinde kayıp enerjiye dönüşmektedir.

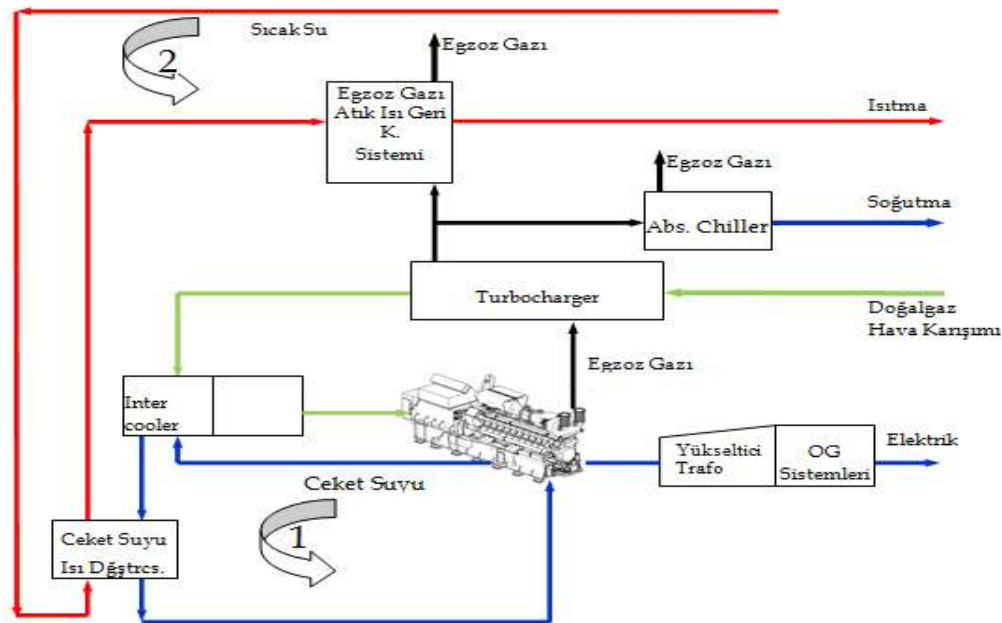
Gaz motorlu trijenerasyon sisteminin enerji dağılımı Şekil 1.12'de gösterilmiştir.



Şekil 1.12. Gaz motorlu trijenerasyon sistemi enerji dağılımı

Enerji dağılımından yola çıkarak, ortaya çıkan atık ısı enerjisi, sistemdeki üç unsurdan elde edilir. Bunlar; gaz motorunun yağlama devresi, egzoz gazları, silindirik bloğu soğutma devresidir.

Şekil 1.13'te gaz motorları kullanılan bir trijenerasyon sisteminin akış şeması görülmektedir. Atık ısıları geri kazanım için kullanılan ısı değiştiricileri ile sistemi modifiye etme imkânımız vardır.



Şekil 1.13. Gaz motorlu trijenerasyon sistemi prensip şeması

Trijenerasyon sistemlerinde gaz motorlu uygulamaların tercih nedeni ve sağladığı avantajlar aşağıda maddeler halinde sıralanmıştır:

- Elektrikli yüksek miktarda üretileceği, (elektrik ısı oranı $\cong 0,8$) toplam %40'a varan elektrik çevrim verimi ile elektrik tüketiminin ısı tüketimine oranla daha yüksek olduğu durumlarda seçilmesi uygun olan çözüm alternatifleridir. Bu özellikleri ile gaz motorları elektrik ihtiyacının yanı sıra, ısıtma ve/veya soğutma enerjilerine ihtiyaç duyan; üniversite kampüsleri, alışveriş merkezleri, fabrikalar, hava alanları, toplu konut, tatil köyleri, oteller, yüzme havuzlu spor kompleksleri, gibi uygulama alanlarında çok uygun çözümler olarak karşımıza çıkmaktadır.
- Verimi, %84 ile %90 arasında değişen türbinli sistemlerle karşılaştırıldığında, türbinli trijenerasyon sistemlerinde elektrik çevrim verimi arttıkça toplam çevrim veriminin önemli miktarda düştüğü görülmektedir.
- Gaz motorları çevre dostu temiz doğal gazla kombinasyonu sayesinde, çok düşük zararlı emisyon seviyesindedirler. Modern fakir karışım yanma sistemlerine sahip motorlar NO_x emisyonlarını azaltmak için katalizöre ihtiyaç duymaksızın, binlerce saat izin verilen emisyon değerlerinin altında çalışabilmektedir.
- Çok modüllü konfigürasyon ve kısmi yük verimlilikleri, gaz motorlu trijenerasyon sistemlerinin en esnek sistem yapmaktadır. Kısmi yükte çalışma durumunda verimin önemli miktarda etkilenmemesi ve modüllerin gerektiğinde sırayla devreye girip çıkma imkânları, sistemin elektrik ve ısı talebinde gün içinde olagelen talep değişikliklerini ve EIO değişimlerini rahatça telafi etmesine izin verir. Bu da gün bazında enerji maliyetlerinin en aza indirilmesine yardımcı olur.

- Kısa zamanda devreye alınıp, kısa zamanda devre dışı bırakılabilmesi, bir kolaylıştır. Aynı zamanda, gaz motoru, tesisin az devre elemanı içermesinden dolayı, diğer sistemlere göre daha kısa zaman sürelerinde tesis edilebilmesi ve tesis iç tüketimlerinin az olması, gaz motoruna yıllar boyu %98'in üzerinde bir emre amadelik oranı sağlar.
- Gaz motorları denilince, yakıt olarak ilk önce doğalgaz akla gelmekte fakat atık arıtma tesislerinden kanalizasyon gazı (Sewage gas), çöp depolama tesislerinden çöplük gazı (Landfill gas) ve benzer şekilde biyogaz, kok gazı vb. yakıtlarda kullanılabilir. Üstelik atıklardan elde edilen bu gazlar elektrik ve ısı üretmek için direkt olarak kullanılabilir. Bunların direkt olarak motorlarda yakılmasıyla, değerlendirilmeleri için önce yakıp buhar üretmek, bununla da bir buhar türbini çevirmek gibi ara işlemler gerekmemektedir.

2. KURAMSAL BİLGİLER ve KAYNAK TARAMALARI

Güngör ve Bayrak (2013), çalışmalarında sürdürülebilir gelecek için doğalgazlı kojenerasyon sistemlerinin ekserji ekonomik analizini yapmışlar ve kojenerasyon sistemin birinci ve ikinci kanun verimini sırasıyla %40,8 ve %90,2 olarak hesaplamışlardır. Yapılan hesaplamalar sonucu sistemin geri dönüş süresi 3 yıl olarak bulunmuştur. Ayrıca çalışmalarında, sistemin amortisman süresinin kısa olması, ucuz ve çevreci enerji üretimi hususları göz önüne alındığında, doğalgazlı kojenerasyon sistemlerinin ne kadar önemli olduğunu vurgulamışlardır.

Güngör ve Yıldırım (2012), çalışmalarında 11,52 MW gücünde kojenerasyon sistemi için ekserji analizi yapmış ve elde edilen özgül ekserji maliyeti yaklaşımı ile elde edilen sonuçları detaylı olarak sunmuşlardır. Hesaplamalar sonucu sisteminin sermaye yatırım maliyeti, işletme ve bakım maliyetleri ve kurulan kojenerasyon sisteminin toplam maliyeti sırasıyla 649 \$/h, 149,6 \$/h, 820 \$/h olarak bulmuşlardır. Dizel motor, ısı geri kazanım eşanjörü, soğutma kulesi değiştirici ve soğutma değiştiricisi eksergoekonomik faktörleri sırasıyla %79,86, %41,99, %87,93 ve %55,58 hesaplamışlardır.

Benelmir ve Feitd (1998), kojenerasyon ve konvansiyonel(alışıl gelmiş) sistemlerin yatırım maliyetleri ve geri ödeme süreleri üzerinde bir çalışma yapmışlar ve kojenerasyon sistemlerinin ilk yatırım maliyetlerinin konvansiyonel sistemlere göre yüksek olduğunu belirlenmişlerdir. Ayrıca kojenerasyon sisteminin amortisman süresinin çok daha kısa ve karlılık oranının çok daha yüksek olduğunu ortaya koymuşlardır, ancak elektrik üretim maliyetleri hesaplarken yatırım, işletme ve bakım maliyetlerini dikkate almamışlardır. Benelmir ve Feitd (1998) mevcut kurulu üç kojenerasyon sistemi için termoeekonomik analiz yapmışlar ve enerji yönetim zafiyetinden dolayı sistemin yeterli derecede karlı olmadığını belirlenmişlerdir.

Ballı (2008), kojenerasyon ve trijenerasyon sistemlerinin karşılaştırmıştır. Örnek olarak Eskişehir organize sanayi bölgesinde kurulu bulunan gaz türbin motorlu kojenerasyon ve gaz-dizel, çift yakıtlı motorlu trijenerasyon sistemlerini almış ve bu sistemlerin enerji, ekserji ve eksergiekonomik analiz yöntemleriyle performanslarını değerlendirmiştir. Çalışmada giren ekserji tüketim oranı, giren enerji kayıp oranı, , ekserji terimleri ile güç - ısı oranı ve yakıt-ekserji tasarruf oranlarının parametrelerini ilk defa geliştirmiş.

Misra vd (2006), çalışmalarında absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin tasarım parametrelerinin maliyete etkisi üzerinde durmuş ve H₂O-NH₃ çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminin, termoeekonomik incelemeyle üretim maliyetlerinin minimuma indirilmesini hedeflemişlerdir. Termoeekonomik analiz, basitleştirilmiş maliyet minimizasyonunu yöntemini temel alarak, sistemin içindeki bütün akışların ve ürünlerin maliyetlerini termoeekonomik maliyet dengeleri eşitlikleriyle formülüze etmişlerdir. Bu çalışma sistemde tasarım parametrelerinin maliyete etkisinin ve sistemin enerji ve maliyet açısından daha etkili çalışmasını sağlamak üzere tasarım parametrelerine öneride bulunma imkânı verir.

Calva vd (2005), yapmış olduğu çalışmada bir gaz türbini ve enerji üretimi için kullanılan tipik bir sıkıştırma-soğutma sistemi tarafından oluşturulan trijenerasyon

sistemleri üzerinde durmuşlardır. Yapılan çoğu uygulamada bir gaz türbini süreç güç gereksinimlerini veya ısıtma ihtiyaçlarını karşılayabilmektedir. Gaz türbini için gerekli güç egzoz gaz sıcaklık profilinden atılan sıcaklıkla temin edilebildiği gibi gaz türbin seçimiyle ortamın ısı kayıpları en aza indirilmiştir. Ama her iki ihtiyacın en verimli şekilde karşılanması pek mümkün olmayacağını belirtmişlerdir. Maksimum genel verimlilik süreci, ısı güç taleplerinin ve ısı talep profilinin şekline bağlıdır. Calva tarafından geliştirilen bu termodinamik modelin kullanımıyla sistemin ünitelerini simüle edilmesi için hızlı ve ticari gaz türbinlerinin performans verileri kullanılarak optimum trijenerasyon tasarımına interaktif şekilde izin verilmesine olanak sağlamaktadır.

Maraver vd (2009), çalışmasında trijenerasyon sistemleri üzerinde durmuş ve bir trijenerasyon sisteminin tasarlanmasında ilk aşamada tüm elemanlarının termodinamik entegrasyonu ve genel enerji verimliliğinin, optimizasyon açısından en iyi şekilde yapılandırılması gerektiğini belirtmişlerdir. Örnek olarak biyokütle yanmasından dolayı ortaya enerjinin kullanılabileceği bir trijenerasyon sistemi tasarlamışlardır. Ek olarak termodinamik analiz yapılırken, işletme, bakım onarım, mevzuat vb. konulara dikkat edilmesi gerektiğini vurgulamışlardır.

Sevilgen (2004), çalışmasında kojenerasyon sistemleri üzerinde durmuş ve gaz türbinli bir kojenerasyon tesisinin kurulu olduğu fabrika için örnek bir uygulama yapmıştır. Kojenerasyon tesisinin ekserjiekonomik analizi yapılarak, sistem parametrelerinin ekserji verimleri hesaplanmış ve bu ekserji verimlerinin her bir ürünün üretim maliyetleri üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Çetin (2005), çalışmasında kojenerasyon sistemlerinin dizayn parametreleri üzerinde durmuş ve Visual Basic programlama dilinde hazırlanan bir kojenerasyon modeli çözümlenmiş ve üretilen birim elektrik enerji üretimi için minimum üretim maliyeti parametreleri belirlenmiştir. Çalışmada, türbin izentropik verimi, kompresör izentropik verimi, gaz türbini giriş sıcaklığı ve kompresör basınç oranı değişken parametreler olarak tanımlanmış ve sistemin termoekonomik analizi yapılmıştır.

Çetin vd (2006), yaptığı çalışmada kojenerasyon sistemlerinin optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesi üzerinde çalışmış ve örnek uygulama olarak gaz türbinli bir kombine çevrim santrali için sisteminin termodinamik optimizasyonunu yapmışlardır. Yapılan optimizasyon işlemlerinde, gaz türbini çevrimi için kompresör basınç oranı, türbin giriş çıkış sıcaklığı ve türbin-kompresör izentropik verimleri, buhar türbini için türbin verimi, besleme suyu sıcaklığı parametreleri değişken parametreler olarak alınmışlardır. Böylelikle sistemin optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesini sağlamışlardır.

Colonna vd (2003), çalışmalarında trijenerasyon sistemleri ve konvansiyonel elektrik üretimi karşılaştırması yaparak, özellikle kimyasal ve gıda alanındaki birçok endüstriyel uygulamalarda elektrik üretiminin ya alanlarında soğutma ihtiyacı da olduğunu, bu ihtiyacında absorpsiyonlu $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (amonyak-su) sistemler ile karşılanabileceğini ortaya koymuşlardır. Absorpsiyonlu sistemin çalışması için gerekli atık ısının ve elektrik ihtiyacının karşılanması içinde gerekli mekanik gücün sağlanması için içten yanmalı motorlar ile kombine edilebileceğini belirtmişlerdir. Çalışmalarında,

termodinamik sistemin çalışmasını, özel olarak tasarlanmış bir ticari yazılım kullanarak sunmuşlardır.

Silveira ve Tuna (2003), çalışmalarında Sao Paulo'daki çok amaçlı bir kimya endüstrisinin kojenerasyon sistemi üzerinde gerçek verileri kullanılarak termoeconomik analizi yapılmıştır. Çalışmalarında amaç olarak termodinamiğin ikinci kanununa dayalı ekserji üretim maliyetlerinin minimuma indirilmesini baz almışlardır. Çalışma sırasında, hava ve yanma ürünleri ideal gaz ve yanma odası dışındaki tüm birimlerin adyabatik olduğu kabul edilmiştir. Proses buharı ve elektrik üretimi, ekserji maliyetleri hesaplarında sabit olarak düşünülmüştür. Optimizasyonda, gaz türbini kullanılması halinde, , türbin egzoz gazı çıkış sıcaklığı, kütsel debi ve basınç oranı, buhar türbini kullanılması durumunda ise kazan çıkışındaki buharın basıncı ve sıcaklığı değişken olarak alınmıştır. Ürünlerin ve her bir birimin yatırım maliyetlerini hesaplamak için gerekli denklemler ise, bu değişkenlerinin fonksiyonu olarak ifade edilmiştir. Öncelikle hazırlanan model basit bir Rankine çevrimine daha sonra da rejeneratörlü gaz türbin kojenerasyon sistemine uygulanmıştır. Hesaplamalar yapılırken önce her bir birimin çıkışındaki maliyet bulunmuş ve bu bir sonraki birimin giriş maliyeti olarak alınmıştır. Sonuç olarak da basit Rankine çevrimi ve rejeneratörlü gaz türbini için minimum üretim maliyetlerini veren parametreler belirlenmiştir.

Sönmez (1998), yaptığı çalışmada, bir doğalgaz kombine çevrim santralinin termodinamiğin birinci kanun göre optimizasyonunu yapmış ve bulunan bu değerlere göre de her bir elemanın termodinamiğin ikinci kanun olan ekserji verimleri, tersinmezlik ve kayıp ekserjilerini hesaplamıştır. Ayrıca kayıp ekserji ve tersinmezlik gibi kavramları tanımlamış ve gaz motorları ile gaz türbinleri arasındaki temel farkları, kullanılan yakıt seçeneklerini karşılaştırmış ve detaylı olarak anlatmıştır.

Verilen kaynak özetlerinde de kısaca bahsedildiği gibi, kojenerasyon sistemleri ile ilgili pek çok araştırma yapılmış olup, ısıtma-elektrik-soğutma ihtiyacının beraber karşılanmasını sağlayabilecek trijenerasyon sistemleri ile ilgili çalışmalar kısıtlıdır. Fakat sistemin günümüz enerji ihtiyaçlarına cevap verebilecek nitelikte olması sistemi diğer elektrik-ısıtma-soğutma elde etme yöntemlerinden bir adım öne çıkarmaktadır. Buradan yola çıkarak, bu çalışmada alışlagelmiş yöntemlerle ısıtma, soğutma ve elektrik ihtiyacı karşılanmakta olan (ısıtma ihtiyacı doğalgaz kazanı, soğutma ihtiyacı split klimalarla, elektrik ihtiyacını da şehir şebekesinden) bir üniversitenin hizmet binaları için, elektrik, ısıtma ve soğutma enerjisini tek bir sistemle üretebilecek bir trijenerasyon sisteminin modellenmesi yapılmıştır. Yapılan modellemenin amacı, bina ihtiyacına en uygun kapasitede bir trijenerasyon sistemin belirlenmesidir. Seçimi yapılan motor ve diğer ekipmanların dizayn parametreleri (debileri, giriş-çıkış sıcaklıkları vb.) belirlenmiş ve hesaplamalar neticesinde modellenmiş olan trijenerasyon sisteminin termodinamik ve ekonomik analizleri yapılarak sistemin amortisman süresi bulunmuştur. Yapılan termodinamik analiz; sistemde olan kayıpların ve sistem içerisindeki ekserji yıkımlarının yeri ile miktarının hesaplarını da kapsayacak şekilde detaylandırılmıştır. Bu şekilde tasarlanan sistem, proje firmasına önerilmiş ve firma tarafından kabul edilerek sistemin belirlenen üniversiteye kurulumu gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler detaylı olarak grafikler ve tablolar halinde sunulmuş ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

3. MATERYAL ve METOT

3.1. Termodinamik Tanımlamalar ve Formülasyonlar

Genel olarak ifade edilirse termodinamik bir enerji bilimidir. Enerji, bir cismin veya bir sistemin is yapma yeteneğidir. Günümüzde bu ad, enerji ve enerji dönüşümlerinin tüm yönlerini kapsayan bir anlam taşımaktadır. Başlıca enerjiler ısı enerjisi, nükleer enerji, elektriksel enerji, potansiyel enerji, kinetik enerji v.s.'dir. Termodinamik, bu enerjileri ve bunların dönüşümlerinin gerçekleştirildiği düzenekleri inceler. Termodinamiğin birinci yasası ise sistemdeki enerji bilançosunu belirler. Bu yasa, bir etkileşim sırasında enerjinin bir biçimden başka bir biçime dönüşebileceğini, fakat toplam miktarının sabit kalacağını belirtir. Bir başka deyişle bir cisim veya sisteme verilen enerji, iç enerjideki değişimin ve yapılan işin toplamına eşittir. Bu yasa ısı ve işin enerjinin bir biçimi olduğunu açıklar. Bu yasadaki çıkan en önemli sonuç ise enerjinin her zaman korunduğu yani yoktan var edilemediği ve varken de yok edilemediğidir. Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ilkesini ifade eder ve enerjinin termodinamik ile ilgili bir özellik olduğunu vurgular. Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin niceliğinin yanında niteliğinin de dikkate alınması gerektiğini ortaya koyar ve doğadaki değişimlerin enerjinin niteliğini azaltan yönde gerçekleştiğini belirtir

Termik sistemlerin optimizasyonu ve termodinamik sistemlerin analizinde çalışmalarında termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları birlikte değerlendirilerek analizlerinin yapılması gerekmektedir. Birinci kanun enerji dengesini, ikinci kanun ise tersinmezlik, entropi üretimi ve daha ileri aşamada ekserji analizini ele almaktadır (Çengel ve Boles 1999).

3.2. Sürekli Akışlı Açık Sistemler

Sürekli akışlı açık sistemde, akışkanın kontrol hacminden sürekli bir akış mevcuttur. Türbin, kompresör, kısılma vanaları, difüzör gibi sistemler sürekli akışlı açık sistemlere örnek olarak gösterilebilir. Akışkanın özellikleri, kontrol hacmi içerisinde her bir noktada farklılık gösterebilir, fakat verilen bir noktada akışkanın özellikleri zamanla değişmemektedir.

3.2.1. Sürekli akışlı açık sistemlerde kütle korunumu

Maddenin veya kütle korunumu kanunu olarak bilinen bu ifade, Fransız kimyacı A. L. de Lavoisier (1789)'e aittir. Lavoisier kimyasal bileşiklerdeki kütle miktarlarının değişmezliği konusunda şunları söylemiştir: Hiçbir şey ne yapay ne de doğal işlemlerle yeniden yaratılmaz. Şu temel yasa ortaya atılabilir ki, her bir işlemde madde niceliği işlemden önce ve sonra aynı büyüklüktedir ve temel maddelerin niteliği aynıdır; yalnızca dönüşümler ve değişen biçimler vardır. Bu bilgi modern nicel kimyanın temeli olmuş ve daha sonra, kimyasal tepkimelerde Kütle Korunumu Yasası olarak nitelenmiştir.

Kontrol hacmi içindeki toplam kütle, sürekli akışlı açık sistemde, zamanla değişmez. Bu durumda, kütle korunumu yasası gereği kontrol hacmine giren toplam kütle, kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşit olması gerekir. Yani $m_{kh} = \text{sabit}$ tir.

Sürekli akışlı açık sistemleri çözümlerken, bir zaman süresince sisteme giren veya çıkan kütleden çok, birim zamanda akan kütle veya kütle debisi önem kazanır. Birçok girişi ve çıkışı olan genel bir sürekli akışlı açık sistem için, kütle korunumu ilkesi aşağıdaki gibidir (Çengel ve Boles 1999).

$$\left\{ \begin{array}{c} \text{Birim zamanda} \\ \text{K. H ne giren toplam} \\ \text{Kütle} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \text{Birim zamanda} \\ \text{K. H den çıkan toplam} \\ \text{Kütle} \end{array} \right\}$$

$$\Sigma \dot{m}_g h_g = \Sigma \dot{m}_\chi h_\chi \quad (3.1)$$

3.2.2. Sürekli akışlı açık sistemlerde enerjini korunumu

Kapalı sistemlerde herhangi bir enerji kaybı söz konusu değildir. Yani potansiyel enerjideki azalma kinetik enerjideki artmaya veya potansiyel enerjideki artma kinetik enerjideki azalmaya eşittir. Enerji sadece diğer enerji çeşitlerine dönüşür. İşte enerjinin bu şekilde kaybolmamasına Enerjinin Korunumu Yasası denir. Enerji analizi, termodinamiğin birinci kanunu olan, enerjinin korunumu prensibine dayanır. Sistem ile çevre arasında gerçekleşen enerji alışverişi ile türetilen enerji korunum denklemleri, sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacminin toplam enerjisinin sabit ($E_{KH} = \text{sabit}$) olduğunu gösterir. Bu, kontrol hacminin toplam enerjisinde değişim olmadığı anlamına gelir ($\Delta E_{KH} = 0$). Böylece sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması zorunludur. Sürekli akışlı açık sistemler için termodinamiğin birinci yasasına göre enerji korunum ilkesine aşağıdaki gibi yazılabilir (Çengel ve Boles 1999).

$$\left\{ \begin{array}{c} \text{Birim zamanda} \\ \text{ısı veya iş olarak} \\ \text{sınırları geçen} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH den çıkan} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH e giren} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right\}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Sigma \dot{m}_\chi Q_\chi - \Sigma \dot{m}_g Q_g \quad (3.2)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Sigma \dot{m}_\chi \left(h_\chi + \frac{v_\chi^2}{2} + gz_\chi \right) - \Sigma \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (\text{kW}) \quad (3.3)$$

Denklem (3.3)'te yapılan iş ile kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilir ve $\dot{m}$ 'e bölünürse, birinci yasa birim kütle için ifade edilmiş olur;

$$\dot{Q} = \dot{m}_\chi h_\chi - \dot{m}_g h_g \quad (3.4)$$

Burada;

$$q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \quad (\text{birim kütle geçişi, kJ/kg}) \quad (3.5)$$

Denklem (3.3)'te ısı transfer terimi yok edilip potansiyel ve kinetik enerji farkları ihmal edilirse adyabatik bir süreçte üretilen güç aşağıdaki denklemden bulunur (Ünver ve Kılıç 2005).

$$\dot{W}_K = \Sigma \dot{m}_g h_g - \Sigma \dot{m}_\chi h_\chi \quad (3.6)$$

3.3. Termodinamiğin İkinci Yasası

Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin niceliği yanında niteliğini de ön plana çıkarır. İkinci yasa enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koyar. Sürekli akışlı açık bir sistem için gerekli toplam enerji sabit kaldığı halde sürtünme ve benzeri temaslar yüzünden kullanılabilir enerji kayıpları yaşanır. Termodinamiğin ikinci yasasına göre ısı enerjisini işe dönüştüren hiçbir makinesinin verimi % 100 olamaz, yani sisteme verilen enerjinin tamamı hiçbir zaman işe çevrilemez. Bunun yanında birinci yasa hal değişimlerinin yönü hakkında bir kısıtlama koymazken, ikinci yasa bunu net bir şekilde ortaya koyar. Örneğin, bir gazın serbest genleşmesi mümkündür fakat serbest sıkıştırma mümkün değildir veya bir yanma reaksiyonunu tersten gerçekleştirmenin mümkün olmadığı gibi bir odada kendiliğinden soğuyan bir kahvenin kendiliğinden ısınması da mümkün değildir (Schmidt vd 1993).

Sürekli akışlı açık bir sistemin birden çok giriş ve çıkışının olduğu, sistemin P_0 basıncında ve T_0 sıcaklığındaki çevre ortamla ısı alış verişinde bulunabileceği kabul edilsin. Aşağıdaki ikinci yasa çözümlemesi, lüle, türbin, kompresör, pompa ve ısı değiştiricisi gibi içinde sürekli akış gerçekleştiği açık sistemler için kullanılır (Çengel ve Boles 1999).

3.3.1. Sürekli akışlı açık sistemler için ikinci yasa çözümlemesi

Tersinir iş belirli iki hal arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş diye tanımlanır ve W_{tr} ile gösterilir. Bu iş, ilk ve son haller arasındaki hal değişimi tümünden tersinir olarak gerçekleştiği zaman elde edilir. Son hal ölü hale eşit olduğunda tersinir iş kullanılabilirliğe eşittir. Tersinmezlik ise tersinir iş ile gerçek iş arasındaki farktır. Aynı zamanda tersinmezlik işlemlerdeki net entropi değişimi ile ölü hal sıcaklığının çarpımına eşittir. Net entropi değişimi pozitif olduğundan tersinmezliklerde daima pozitifdir (Çengel ve Boles 2008).

Sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin ikinci yasası aşağıdaki gibi yazılır;

$$\dot{S}_{\text{Üretim}} = \Sigma \dot{m}_g h_g - \Sigma \dot{m}_\chi h_\chi + \frac{\dot{Q}_A}{T_A} \quad (3.7)$$

Yukarıdaki denklemde $\dot{S}_{\text{Üretim}}$ birim zamanda toplam entropi üretimini göstermektedir. Bu bağıntılarda eşitlik tersinir hal değişimleri için, eşitsizlik ise tersinmez hal değişimleri için uygulanmaktadır.

ΔS_{Toplam} veya $\dot{S}_{\text{Üretim}}$ eğrileri bir hal değişiminin tersinir mi, tersinmez mi olduğunu veya gerçekleşip gerçekleşmeyeceğini belirlemek için kullanılabilir.

$$\dot{S}_{\text{Üretim}} = \Delta S_{\text{Toplam}} \begin{cases} > 0 \text{ tersinmez hal değişimi} \\ = 0 \text{ tersinir hal değişimi} \\ < 0 \text{ gerçekleşmesi olanaksız} \end{cases}$$

Burada, $\dot{Q}_{\text{çevre}} = -\dot{Q}$ ve $\dot{S}_{\text{Üretim}}$ sürekli akışlı açık sistemin toplam entropi üretimidir. Birinci kanun da kullanılarak ısı geçiş terim yok edilirse;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Sigma \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \Sigma \dot{m}_ç \left(h_ç + \frac{V_ç^2}{2} + gz_ç - T_0 s_ç \right) - T_0 \dot{S}_{\text{Üretim}} \quad (3.8)$$

bulunur. Bu denklemle verilen $\dot{W}$ açık sistemde yapılan gerçek iştir, bu aynı zamanda yararlı işe eşittir, çünkü sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi söz konusu değildir. Tersinir iş, yukarıdaki denklemde toplam entropi üretimi ($\dot{S}_{\text{Üretim}}$) sıfıra eşitlenerek bulunur.

Sürekli akışlı açık sistemin bir giriş ve bir çıkışı varsa, yukarıdaki denklem basitleştirilebilir.

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m} \left[(h_g - h_ç) - T_0 (s_g - s_ç) + \frac{V_g^2 - V_ç^2}{2} + g(z_g - z_ç) \right] \quad (3.9)$$

veya sistemden geçen birim kütle için;

$$w_{\text{tr}} = \left[(h_g - h_ç) - T_0 (s_g - s_ç) + \frac{V_g^2 - V_ç^2}{2} + g(z_g - z_ç) \right] \quad (3.10)$$

$$w_{\text{tr}} = T_0 \Delta s - \Delta h - \Delta ke - \Delta pe \quad (3.11)$$

Sürekli akışlı açık sistemin bir girişi ve bir çıkışı varsa potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse, tersinir iş;

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m} [(h_g - h_ç) - T_0 (s_g - s_ç)] \quad (3.12)$$

Bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için,

$$w_{\text{tr}} = \Psi_g - \Psi_ç \quad (3.13)$$

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}(\Psi_g - \Psi_c) \quad (3.14)$$

elde edilir. Bir açık sistemde birim zamanda tersinmezlik $\dot{I}$ veya birim kütle için tersinmezlik i , tersinir işle yararlı iş arasındaki faktör.

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.15)$$

Birim kütle için tersinmezlik ise;

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.16)$$

3.3.2. Kullanılabilirlik ve kullanılabilir enerji

Sistemden elde edilebilecek en çok işi belirlerken tersinmezlik dikkate alınmaz. Sistemden en çok işi elde edebilmek için, hal değişimi sonunda sistemin ölü halde olması gerekir. Sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale(ölü) gelirse elde edilir. Sistem ölü halde olması, çevresiyle termodinamik dengede olduğunu gösterir. Ölü haldeyken sistem, çevre sıcaklığında ve basıncındadır. Başka bir deyişle, çevreyle ısı ve mekanik dengededir. Ayrıca sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Sistemin ölü haldeki kullanılabilirliği sıfırdır (Çengel ve Boles 1999).

Akış kullanılabilirliği “ Ψ ” ile gösterilir, denklemde giriş hali indissiz olarak, çıkış hali de ölü hal olmak üzere 0 indisiyle gösterilirse, ($T_0 = 0$, $z_0 = 0$)

$$\Psi = \left[(h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \right] \text{ (kJ/kg)} \quad (3.17)$$

Toplam ekserji akısı;

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot \Psi \quad (3.18)$$

olarak yazılabilir.

Toplam ekserji kaybı ise;

$$\dot{E}_{ky} = \dot{E}_g - \dot{E}_c \quad (3.19)$$

olarak yazılabilir.

3.3.3. İkinci kanun verimi

Birinci yasa verimi veya bazen adlandırıldığı gibi dönüşüm verimi, olabilecek en iyi ölçü olarak alınmaz. Bu nedenle bazen yanlış değerlendirmelere yol açabilir. Birinci yasa veriminin mühendislik sistemleri için tek başına bir başarı ölçüsü olamayacağı görülmektedir. Bu yetersizliği gidermek için ikinci yasa verimi tanımlanmıştır. İkinci yasa verimi, gerçek ısı verimin, aynı koşullarda olabilecek en yüksek(tersinir) ısı verime oranıdır (Çengel ve Boles 1999).

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,tr}} \quad (\text{Isı makineleri için}) \quad (3.20)$$

İkinci yasa verimini tanımlamaktaki amaç tersinir hal değişimlerine hangi ölçüde yaklaşıldığını belirtmektir. Bu bakımdan ikinci yasa veriminin değeri en kötü durumda sıfır (kullanılabilirliğin tümüyle yok edilmesi), en iyi durumda bir (kullanılabilirliğin tümüyle korunması) olacaktır. Bu düşünceyle ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_c}{\dot{E}_g} \quad (3.21)$$

$$\eta_{II} = \frac{\text{sistemden elde edilen kullanılabilirlik}}{\text{sistemden sağlanan kullanılabilirlik}} \quad (3.22)$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\text{yok edilen kullanılabilirlik (tersinmezlik)}}{\text{sistemden sağlanan kullanılabilirlik}} \quad (3.23)$$

İkinci yasa verimi makineden elde edilen yararlı işin elde edilebilecek en çok işe(tersinir) oranı olarak da tanımlanır

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_y}{\dot{W}_{tr}} \quad (\text{iş yapan makinalar için}) \quad (3.24)$$

İkinci yasa verimi, kompresörler ve soğutma makineleri gibi iş gerektiren makineler için de tanımlanabilir. Bu durumda ikinci yasa verimi gerekli en az işin (tersinir), yapılan yararlı işe oranı olur,

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{tr}}{\dot{W}_y} \quad (\text{iş gerektiren makinalar için}) \quad (3.25)$$

4. BULGULAR

4.1. Trijenerasyon Sisteminin Modellenmesi

Günümüzde enerji giderlerinin minimuma indirilmesi için trijenerasyon sistemlerinin iyi ve alternatif bir çözüm olacağını önceki bölümlerde bahsedilmişti. Buradan yola çıkarak, trijenerasyon sistemlerinden amaca uygun ve en verimli şekilde faydalanılması için optimum bir tasarım modelinin de oluşturulması gerekmektedir. Tasarım modelinin oluşturulmasında, sistemin kurulacağı işletmenin elektrik, ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarının net olarak bilinmesi, faydalı bir tasarım açısından büyük önem arz etmektedir.

Bu çalışma kapsamında kurulacak olan 0,4 MW trijenerasyon sistemi ile işletmenin elektrik, ısınma ve soğutma ihtiyaçları tek bir üniteden karşılanacak ve işletim giderleri büyük oranda düşürülecektir. Aynı zamanda çevreci bir sistem olması ve karbondioksit emisyon oranının çok düşük olması da trijenerasyon sistemlerinin bir başka tercih nedenidir. Trijenerasyon sistemi modellenmesinde mevcutta kurulu trijenerasyon uygulamaları temel alınarak bir hazırlık yapılmış ve tasarım değerleri bu çerçevede oluşturularak taslak bir tasarım akış diyagramı oluşturulmuştur. Hazırlanan bu akış diyagramına ek olarak sistemin görselliği açısından üç boyutlu modeli oluşturularak sistem elemanlarının daha net olarak anlaşılması amaçlanmıştır. Ön görülen verilerin doğruluğu sistem kurulduktan sonra kontrol edilmiş ve sistem tasarım parametrelerinin uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

4.1.1. Isıtma ve soğutma ihtiyacı kapasitelerinin belirlenmesi

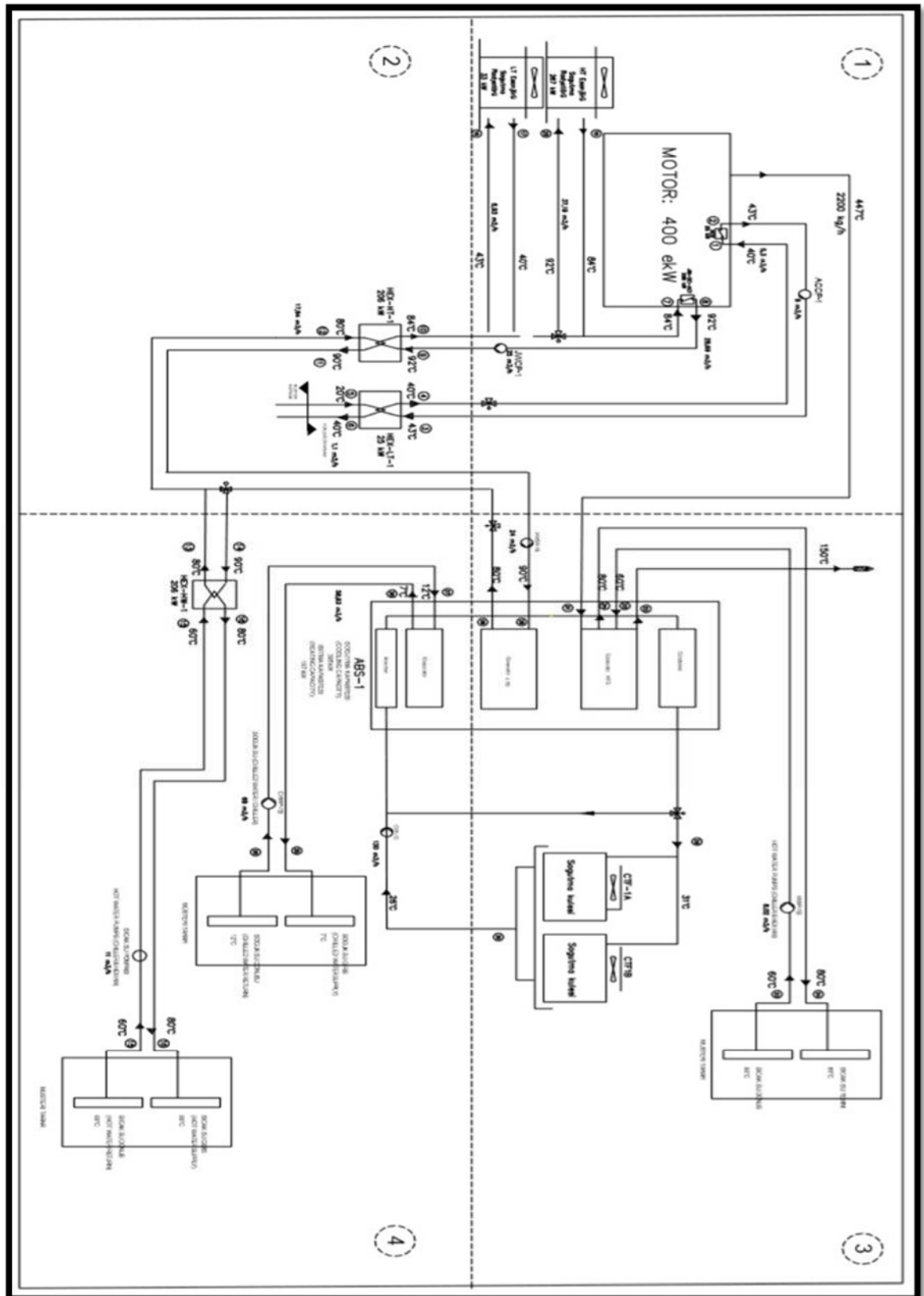
Tasarlanacak olan trijenerasyon sisteminin hali hazırda kullanılan bir üniversitenin hizmet binalarına uygulanacaktır. Uygulama için referans alınan değerler müşteri tarafında verilmiş ve bu değerler ışığında hesaplamalar yapılmıştır. Müşteri verilerine göre, trijenerasyon sisteminden faydalanacak binaların, mevcutta yaklaşık 750 kişiye hizmet verdiğini ve binaların 12 ay boyunca elektrik, 6 ay boyunca ısınma ve yılın 3 ayı boyunca soğutma ihtiyacı olduğu belirtilmiştir. Üniversite İç Anadolu bölgesinde bulunmaktadır ve ulunduğu konum itibarı ile en fazla ısınma ihtiyacı ön plana çıkmaktadır. Mevcutta bina ısınma ihtiyacı doğalgaz kazanı ile sağlanmakta olup yıllık ısınma ihtiyacının yaklaşık 558.000 kW/yıl olduğu müşteri tarafından verilen bilgiler arasındadır. Isınma ihtiyacının yıllık 6 ay boyunca günde ortalama 10 saat olduğu göz önüne alınırsa, ısınma ihtiyacı 310 kWh olarak bulunur. Bu ihtiyacı karşılamak için çift etkili, hem ısıtma hem de soğutma yapabilen absorpsiyonlu soğutma grubundan 187 kW ve gömlek soğutma suyundan (jacket water) 206 kW ısı çekilerek yararlanılması planlanmıştır.

Binaların soğutma ihtiyacı ise mevcutta split klimalar ile sağlanmakta olup klimaların yıllık elektrik tüketimi yaklaşık 171.000 kW/yıl olduğu müşteri tarafında verilmiştir. Soğutma ihtiyacı yıllık 3 ay boyunca günde ortalama 10 saat olduğu göz önüne alınırsa, soğutma ihtiyacı yaklaşık 190 kWh olarak bulunur. Bu ihtiyacı karşılamak için yine paket tip (hem ısıtma hem soğutma sağlayabilen) 395 kW soğutma kapasiteli absorpsiyonlu soğutma grubundan faydalanılması planlanmıştır.

4.1.2. Sistem dizayn parametrelerinin belirlenmesi

Üniversitenin hizmet binalarının, elektrik ihtiyacının karşılanması için 0,4 MW gaz motoru, ısıtma ve soğutma ihtiyacını karşılamak için paket tip absorpsiyonlu chiller, kullanım sıcak suyu ve ısınma suyu ısı değiştiricileri (eşanjörler), gerekli durumlarda devreye girecek soğutma kuleleri ve kapasiteleri karşılayacak sirkülasyon pompaları eklenerek, hizmet binalarının elektrik ısınma, soğutma ihtiyacını karşılayacak bir trijenerasyon sistemi tasarlanmıştır. Tasarımı yapılan sistemin akım şeması Şekil 4.1 de gösterilmiştir.

Binada kullanıma sunulmak üzere 7-12°C soğutma suyu, 60-80°C ısıtma suyu ve 40°C kullanım suyu elde edilecektir. Kurulacak olan trijenerasyon sistemi de bu parametreler ile çalışacak şekilde tasarlanmıştır. Öncelikle sistemin tasarımına, mevcut ihtiyaçlara göre hatlardaki su debileri hesaplanarak başlanmıştır. Tasarlanan trijenerasyon sistemi Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Sistemin detaylı resimleri dört parça halinde Ek-3 te sunulmuştur. Bu trijenerasyon sistemindeki tüm akımların termodinamik parametreleri de çizelge 4.1’de verilmiştir. Yapılan hesaplamalarda bu özelliklerden faydalanılmıştır



Şekil 4.1. Tasarlanan trijenerasyon sistemi akım şeması

Çizelge 4.1. Trijenerasyon sistemindeki tüm akımların termodinamik özellikleri

AKIM NO	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P(bar)	8	8	8	8	5	5	8	8	8
T(°C)	40	43	43	40	20	40	84	92	92
T(K)	313	316	316	313	293	313	357	365	365
h(kJ/kg)	167,53	184,65	184,65	167,53	83,915	168	354,18	380,02	380,02
s(kJ/kgK)	0,5724	0,6097	0,6097	0,5724	0,2965	0,5724	1,1312	1,2112	1,2112

AKIM NO	10	11	12	13	14	15	16	17	18
P(bar)	8	5	5	8	8	5	5	6	6
T(°C)	84	80	90	80	90	60	80	40	43
T(K)	357	353	363	353	363	333	353	313	316
h(kJ/kg)	354,18	335,02	377,04	335,02	377,04	251,18	335,02	167,53	184,65
s(kJ/kgK)	1,1312	1,0756	1,1929	1,0756	1,1929	0,8313	1,0756	0,5724	0,6097

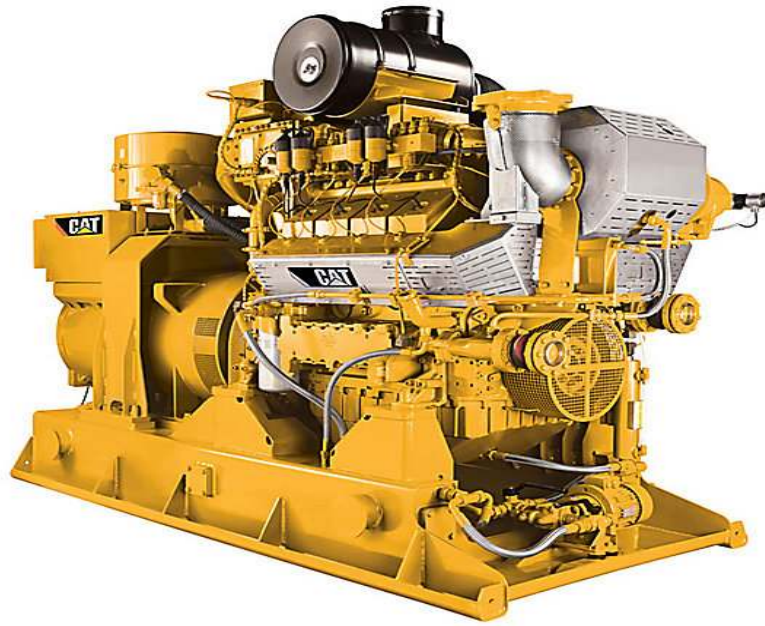
AKIM NO	19	20	21	22	23	24
P(bar)	6	6	1	1	6	6
T(°C)	84	92	447	150	60	80
T(K)	357	365	720	423	333	353
h(kJ/kg)	354,18	380,02	-	-	251,18	335,02
s(kJ/kgK)	1,1312	1,2112	-	-	0,8313	1,0756
m(kg/h)	37190	37190	2200	2200	8200	8200

AKIM NO	25	26	27	28	29	30
P(bar)	5	5	0,03	0,03	0,05	0,05
T(°C)	90	80	12	7	31	26
T(K)	363	353	285	280	304	299
h(kJ/kg)	377,04	335,02	50,4	26,15	127,8	107,2
s(kJ/kgK)	1,1929	1,0756	0,1804	0,099	0,4451	0,3812

4.1.3. Motor seçimi

Bu çalışma kapsamında kurulacak olan trijenerasyon sistemi için hem termal hem de mekanik enerjinin çıkış kaynağı olan sürücülerin seçimi, sistem parametrelerinin belirlenmesinde çok önemlidir. Çünkü yanlış sürücü seçimi, enerjinin yanlış kullanılması veya amaca uygun olarak kullanılamamasına neden olur ve sistemin verimini önemli ölçüde düşürür. Kullanılacak sürücünün türbin, dizel veya gaz motoru mu olacağı sistemden çekilecek net elektrik gücünün büyüklüğü ile alakalıdır. Genelde düşük elektrik ihtiyaçları için gaz türbinlerinin maliyetleri yüksek kalmaktadır ve 5,500 kW ve üzeri güç ihtiyacı olduğu durumlarda kullanılır. Bu sistem için geriye kalan dizel motor ve gaz motoru seçenekleri arasında en uygun yakıt maliyetli olanı gaz motorlarıdır. Sistemin kurulacağı yerde hali hazırda bir doğalgaz tesisatının olması da gaz motoru seçimini daha avantajlı hale getirmektedir. Sürücü seçiminde en önemli kriterlerden biri de; sistemden asıl elde edilmek istenen yani öncelikli enerjinin ne olduğudur. Termal

enerji mi yoksa elektrik enerjisinin mi sistem dizaynında daha önemli olduğunun belirlenmesi gerekir. Bu proje için öncelikli enerji, elektrik enerjisidir. Bu nedenle elektrik enerji etkinliği yüksek olan bir gaz motoru seçimi önceliklidir. Bu doğrultuda literatürde katalog bilgileri yer alan gaz motoru üreticilerinin katalog bilgi verileri detaylı olarak incelenmiştir. Sistemde ihtiyaç duyulan elektrik enerjisinin 400 kW olduğu göz önüne alınarak, yeni nesil gaz motorlarından, 8 silindirli, 1500 devir/dk, elektrik verimi %42,3, termal verimi %45,2, toplam verimi %87,5, emisyon oranı 500mg/m³n olan, doğalgaz ve biogaz ile çalışabilen CAT CG132-8 model numaralı gaz motoru seçimi Ek-1 de yer alan üretici firma teknik katalog bilgileri doğrultusunda yapılmıştır. Gaz motoru ile ilgili diğer detay parametrelerin tamamı Ek-1’de yer almaktadır.



Şekil 4.2. CAT CG132-8 Gaz motoru gelen görünümü

4.1.4. Absorbsiyonlu soğutma grubu seçimi

Absorbsiyonlu soğutma grupları, lityum bromit solüsyonu bir soğutucu akışkan olarak kullanan ve atık ısı ile soğutma sağlayan sistemlerdir. Son yıllarda gelişen teknoloji ve enerjinin ekonomik kullanımına yönelik eğilimin artması ile ve hem ısıtma hem de soğutma sağlayan paket tip absorbsiyonlu chillerler geliştirilmiştir. Bu sistemler yazın soğutma, kışın ise ısıtma sağlayarak işletmelerin giderlerini önemli ölçülerde düşürmektedir.

Bu proje için, sistemin kurulması için tahsis edilen alanın küçüklüğü, sistemin kompakt bir yapıda olmasını zorunlu kılmış ve en az ekipman ile en yüksek verim elde edilmeye çalışılmıştır. Sistem tasarımında baca gazından hem ısınmada hem de soğutma da optimum fayda sağlanması ve tek bir ekipman ile ısıtma ve soğutma işlemlerinin gerçekleştirilebilecek olması, paket tip bir absorbsiyonlu soğutma grubu seçiminin sistem tasarımı için uygun olacağı ön görüşünü oluşturmuştur. Bu doğrultuda detaylı literatür katalog bilgileri araştırması yapılmıştır. Buradan yola çıkarak, hizmet binalarının ihtiyacı

olan 190 kW soğutma ihtiyacının tamamının ve 310 kW ısıtma ihtiyacının yaklaşık 150 kW'lık kısmının karşılanması için atık egzoz gazı ile çalışan, BROAD BHE30 model numaralı, 187 kW ısıtma ve 395 kW soğutma kapasiteli paket tip bir absorpsiyonlu soğutma grubu (chiller) Ek 2'de yer alan katalog bilgileri doğrultusunda seçilmiştir. Seçilen absorpsiyonlu soğutma grubu (chiller) ile ilgili teknik bilgilerin detayı Ek 2'de yer almaktadır.



Şekil 4.3. Broad BHE30 paket tip absorpsiyonlu soğutma grubu (chiller) genel görünümü

4.1.5. After Cooler ünitesinin dizayn parametrelerinin belirlenmesi

Motor Soğutmasında kullanılan After Cooler (AC) ünitesi kapasitesi Ek-2 motor katalog bilgileri dahilinde 25 kW olarak belirlenmiştir. After Cooler ünitesi, sisteme 40°C kullanım suyu sağlanması için enerji kaynağı görevini üstlenir. Üniteye giriş çıkış debileri denklem 3.4 ile hesaplanabilir.

$$Q = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_c h_c$$

$$Q = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2$$

$$Q = \dot{m}_1 (h_1 - h_2)$$

$$25 \text{ kW} \times 3600 = \dot{m}_1 (184,65 - 167,53)$$

$$\dot{m}_1 = 5.331 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

4.1.6. Jacket ünitesinin dizayn parametrelerinin belirlenmesi

Motor Soğutmasında kullanılan Jacket Water (JW) ünitesi kapasitesi Ek-1 motor katalog bilgileri dahilinde 206 kW olarak belirlenmiştir. Jacket Water ünitesi, kış aylarında sisteme 80°C ısınma suyu sağlanması ve yaz aylarında soğutma ihtiyacının karşılanması için absorpsiyonlu chillerin çalışması için gerekli enerji kaya için enerji kaynağı görevini üstlenir. Üniteye giriş çıkış debileri denklem 3.4 ile hesaplanır.

$$Q = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_\phi h_\phi$$

$$Q = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8$$

$$Q = \dot{m}_7 (h_7 - h_8)$$

$$206 \text{ kW} \times 3600 = \dot{m}_7 (380,02 - 354,18)$$

$$\dot{m}_7 = 28.690 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

4.1.7. Düşük sıcaklık (LT) eşanjörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi

Sistemde bulunan LT eşanjörü, binanın 40°C kullanım suyu ihtiyacını karşılamak için kullanılır. Eşanjör, ihtiyaç duyulan ısıyı After cooler ünitesinden sağlar. 40 °C kullanım suyunun elde edilmesi için seçilen eşanjör 25 kW kapasiteli 10 bar işletme basıncına sahip plakalı bir eşanjördür. Eşanjöre giren akımların debileri denklem 3.4 ile bulunur.

$$Q = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_\phi h_\phi$$

$$Q = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_\phi h_\phi$$

$$Q = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4$$

$$Q = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6$$

$$Q = \dot{m}_3 (h_3 - h_4)$$

$$Q = \dot{m}_5 (h_6 - h_5)$$

$$25\text{kW} \times 3600 = \dot{m}_3 (184,65 - 167,53)$$

$$25\text{kW} \times 3600 = \dot{m}_5 (168 - 83,91)$$

$$\dot{m}_3 = 5.331 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_5 = 1.010 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

4.1.8. Yüksek sıcaklık (HT) eşanjörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi

HT eşanjörü 90-80 °C çalışır ve sistemde kış aylarında bina ısıtmasına katkıda bulunmak için HW eşanjörünü besleyerek 60-80 °C su elde edilmesini sağlar. Yaz aylarında ise absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması için gerekli olan enerjiyi LT jeneratörüne aktarır ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışmasını sağlar. Bu eşanjörün çıkışındaki su, üç yollu bir vana ile kontrol edilerek, kış aylarında HW eşanjörüne yönlendirilir, yaz aylarında ise absorpsiyonlu soğutma sistemine yönlendirilir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması ve 60-80 °C ısıtma suyunun eldesi için 206 kW kapasiteli 16 bar işletme basıncına sahip plakalı bir eşanjör seçilmiştir. Eşanjör giriş ve çıkışındaki debiler denklem 3.4 ile bulunur.

$$Q = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_\phi h_\phi$$

$$Q = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_\phi h_\phi$$

$$Q = \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10}$$

$$Q = \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{11} h_{11}$$

$$Q = \dot{m}_9 (h_9 - h_{10})$$

$$Q = \dot{m}_{12} (h_{12} - h_{11})$$

$$206\text{kW} \times 3600 = \dot{m}_9 (380,02 - 354,18) \quad 206\text{kW} \times 3600 = \dot{m}_{12} (377,04 - 335,02)$$

$$\dot{m}_9 = 28.690 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{12} = 17.648 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11}$$

4.1.9. Sıcak su (HW) eşanjörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi

HW eşanjörü 60-80°C çalışır ve sistemde ısınma ihtiyacının karşılanması için kullanılır. Eşanjör ihtiyaç duyduğu enerjiği HT eşanjöründen alır ve ısınma ihtiyacının karşılanması için kalorifer sistemine pompalanır. 80°C ısınma suyu ihtiyacının

karşılanması için 206 kW kapasiteli, 16 bar işletme basıncına sahip plakalı bir eşanjör seçilmiştir. Eşanjör giriş çıkış debileri denklem 3.4 ile hesaplanmıştır.

$$Q = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_\chi h_\chi$$

$$Q = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_\chi h_\chi$$

$$Q = \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{14} h_{13}$$

$$Q = \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{16} h_{16}$$

$$Q = \dot{m}_{14} (h_{14} - h_{13})$$

$$Q = \dot{m}_{15} (h_{16} - h_{15})$$

$$206 \text{ kW} \times 3600 = \dot{m}_{14} (377,04 - 335,02) \quad 206 \text{ kW} \times 3600 = \dot{m}_{15} (335,02 - 251,18)$$

$$\dot{m}_{14} = 17.648 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{15} = 8.845 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{13}$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$$

4.1.10. LT eşanjörü radyatörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi

LT Soğutma kulesi 43-40°C çalışır ve sistemde, After Cooler ünitesinin soğutmasını sağlayan LT eşanjörünün yeterli olmadığı durumlarda 43°C deki ısınmış suyun sıcaklığının 40°C ye düşürmek için kullanılır. LT soğutma suyuna yönlendirilecek su üç yollu motorlu vana ile kontrol edilir. Gerekli soğutanın sağlanabilmesi için 33 kW kapasiteli hava soğuma grubu kullanılmıştır. Sisteme giriş çıkış debileri denklem 3.4 ile bulunur.

$$Q = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_\chi h_\chi$$

$$Q = \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{18} h_{17}$$

$$Q = \dot{m}_{18} (h_{18} - h_{17})$$

$$33 \text{ kW} \times 3600 = \dot{m}_{18} (184,65 - 167,53)$$

$$\dot{m}_{18} = 6.939 \text{ kg/h} \quad \dot{m}_{18} = \dot{m}_{17}$$

4.1.11. HT eşanjörü radyatörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi

HT Soğutma kulesi 92-84°C çalışır ve sistemde, Jacket Water ünitesinin soğutmasını sağlayan HT eşanjörünün yeterli olmadığı durumlarda 92°C deki ısınmış suyun sıcaklığının 84°C ye düşürmek için kullanılır. HT Soğutma suyuna yönlendirilecek su, üç yollu motorlu vana ile kontrol edilir. Gerekli soğutmanın sağlanabilmesi için 267 kW kapasiteli hava soğuma grubu kullanılmıştır. Sisteme giriş çıkış debileri denklem 3.4 ile bulunur.

$$Q = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_\chi h_\chi$$

$$Q = \dot{m}_{20} h_{20} - \dot{m}_{19} h_{19}$$

$$Q = \dot{m}_{20} (h_{20} - h_{19})$$

$$267 \text{ kW} \times 3600 = \dot{m}_{20} (380,02 - 354,18)$$

$$\dot{m}_{20} = 37.198 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20}$$

4.1.12. Absorbsiyonlu soğutma grubu yüksek sıcaklık (HTG) jeneratörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi

Absorbsiyonlu soğutma grubu (chiller) ısı kazanı 447°C baca gazı ile 80°C ısınma suyu elde edilmesi için gerekli enerji kaynağını oluşturur. Isı kazanına 447°C giren baca gazı, kazanı 150°C de terk ederken, ısısını ısınma suyu hattına bırakır ve kış aylarında ısınma ihtiyacının karşılanmasını sağlar. Gerekli ısınma ihtiyacının karşılanması için Çift etkili Absorbsiyonlu chillerin ısıtma kapasitesi 187 kW olarak seçilmiştir. Sisteme giren baca gazı debisi, Ek-1 de yer alan motor katalog bilgilerinden, kazanda dolaşan suyun debisi ise denklem 3.4 ile hesaplanır.

$$Q = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_\chi h_\chi$$

$$\dot{m}_{21} = 2.200 \text{ kg/h}$$

$$Q = \dot{m}_{23} h_{23} - \dot{m}_{24} h_{24}$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}$$

$$Q = \dot{m}_{23} (h_{23} - h_{24})$$

$$187\text{kW} \times 3600 = \dot{m}_{23} (335,02 - 251,18)$$

$$\dot{m}_{23} = 8.200\text{kg/h}$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24}$$

4.1.13. Absorbsiyonlu soğutma grubu düşük sıcaklık (LTG) jeneratörü dizayn parametrelerinin belirlenmesi

Absorbsiyonlu soğutma grubu düşük sıcaklık (LTG) Jeneratörü 90-80°C çalışır ve yaz aylarında soğutma ihtiyacının karşılanması için aldığı ısıyı LiBr- H₂O çözeltisine verir ve LiBr ile H₂O'nun ayrılmasını sağlar ve soğutma sistemi döngüsü başlar. Jeneratör, HT eşanjöründen çıkan su ile beslendiği için jeneratörde dolaşan su debileri HT eşanjöründe dolaşan su debileri ile aynıdır.

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} = 17,64\text{kg/h}$$

4.1.14. Absorbsiyonlu soğutma grubu evaporatör dizayn parametrelerinin belirlenmesi

Absorbsiyonlu soğutma grubu evaporatörü 7-12°C çalışır ve yaz aylarında ihtiyaç duyulan soğutma ihtiyacının karşılanması sağlar. Absorbsiyonlu chillerin soğutma kapasitesi, ihtiyaç duyulan soğutma yüküne göre 395 kW olarak seçilmiştir. Evaporatör giriş çıkış debileri denklem 3.4 ile hesaplanır.

$$Q = \dot{m}_g h_g - \dot{m}_c h_c$$

$$Q = \dot{m}_{27} h_{27} - \dot{m}_{28} h_{28}$$

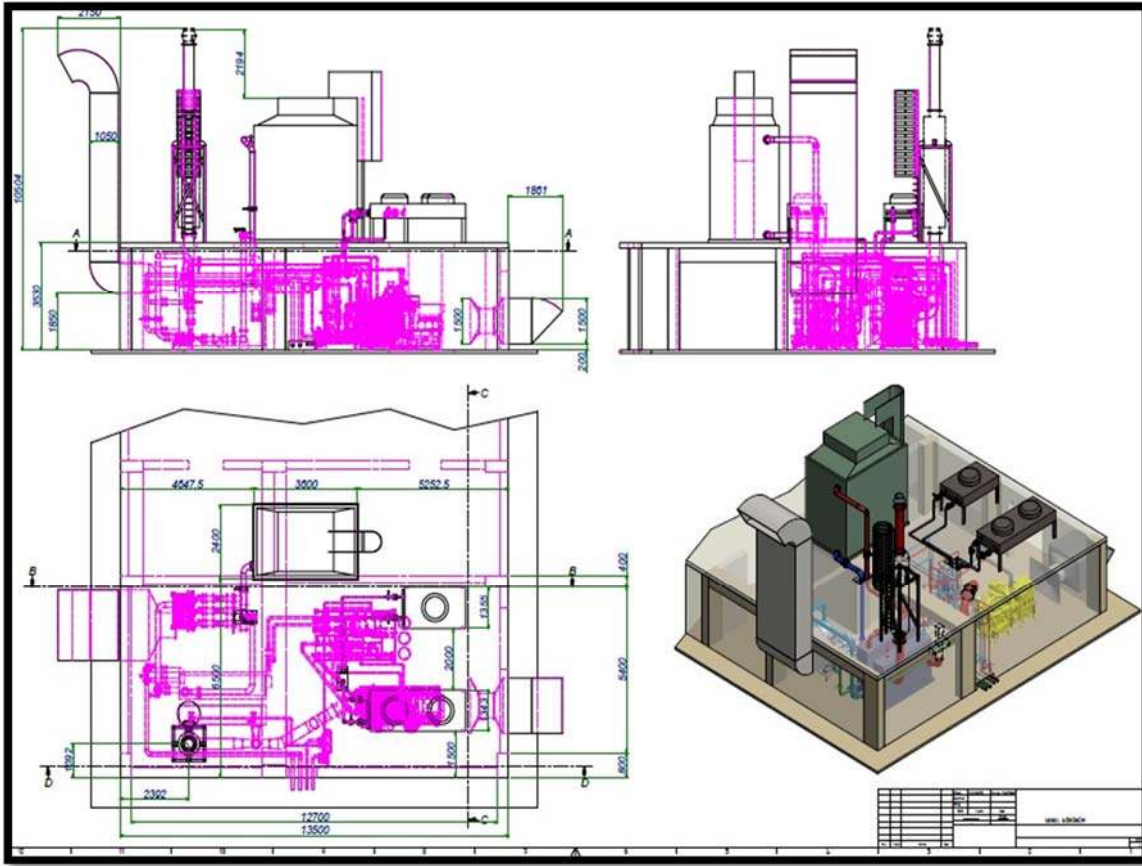
$$Q = \dot{m}_{27} (h_{27} - h_{28})$$

$$395\text{kW} \times 3600 = \dot{m}_{27} (50,40 - 26,15)$$

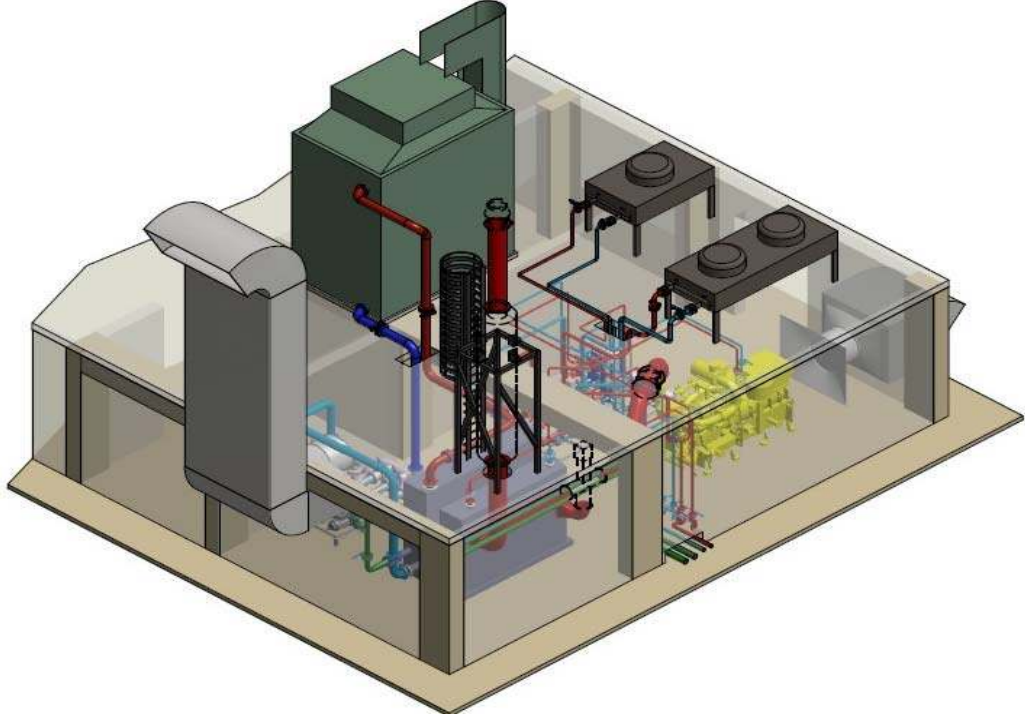
$$\dot{m}_{27} = 58.639\text{kg/h} \quad \dot{m}_{27} = \dot{m}_{28}$$

4.1.15. Sistem üç boyutlu modellenmesi

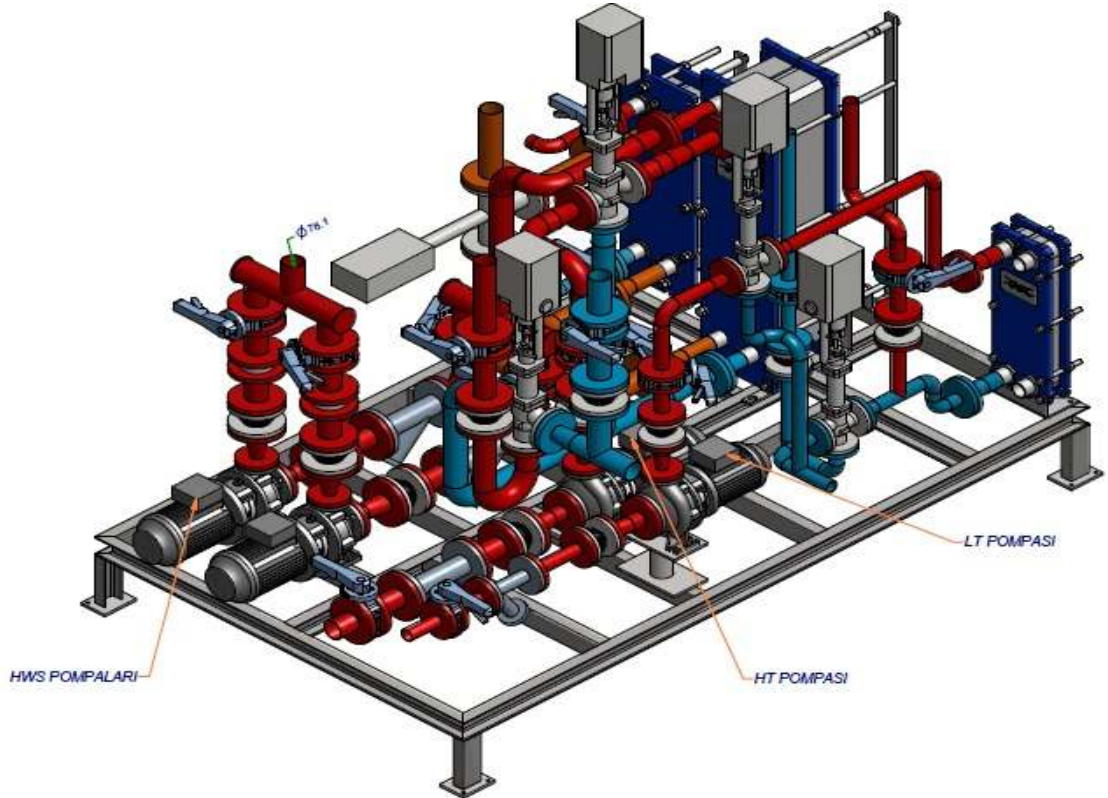
Sistem enstrümanlarının yerleşimlerini daha net olarak görülmesi ve sistemin daha net algılanması için üç boyutlu taslak bir çalışma yapılmış ve sistem tanıtılmaya çalışılmıştır. Çizimlerin oluşturulmasında, sistemin kurulacağı mahalin ölçüleri proje firması tarafından verilmiş ve yaklaşık 13x5 m bir odaya tüm sistemin kurulması istenmiştir. Ekipman ve enstrümanların odaya yerleşimleri bu doğrultuda yapılmış ve maksimum şekilde hacimden faydalanılmaya çalışılmıştır. Çizimler oluşturulurken, örnek kurulu kojenerasyon ve trijenerasyon sistemleri yerinde incelenmiş ve kurulu bu sistemler ile aynı paralellikte bir yerleşim planı belirlenmiştir. Bu çalışma kapsamında temel alınan projeler, Tav Adnan Menderes Havalimanı 8 MW trijenerasyon sistemi, Eczacıbaşı Esan Magnezyum Üretim Tesisi 6 MW kojenerasyon sistemi ve Kuveyt Türk merkez binası kojenerasyon sistemleri 'dir. Oluşturulan taslak projelerde cihaz ölçüleri, katalog bilgilerinden alınmış ve enstrüman yerleşimleri yapılırken bu doğrultuda hareket edilmiştir. Tasarlanan trijenerasyon modelinin yerleşimi Şekil 4.3'te, trijenerasyon sisteminin izometrik görünümü Şekil 4.4'te, sisteminin skid grubu Şekil 4.5'te, kollektör grubu 4.6'da, baca sistemi ise Şekil 4.7'de gösterilmiştir.



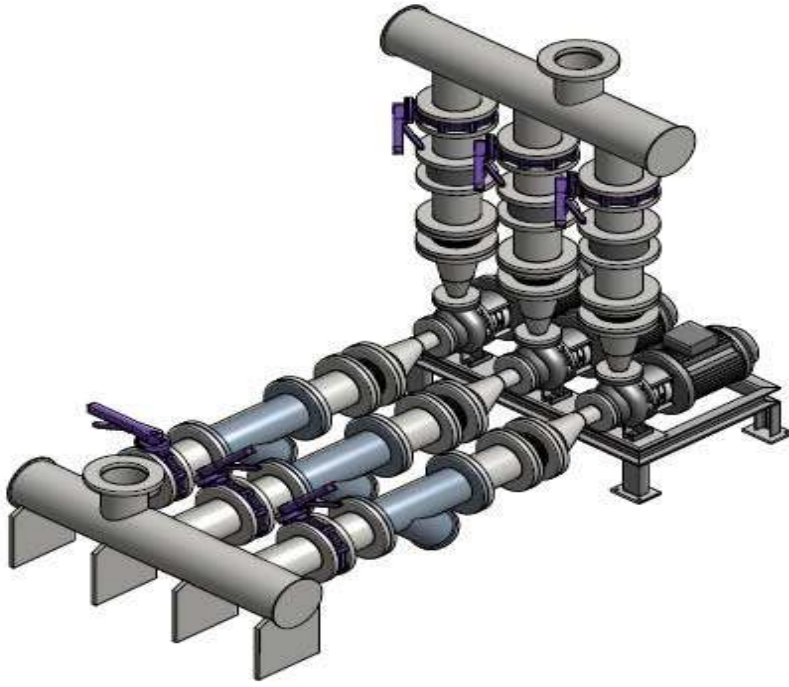
Şekil 4.4. 0,4 mW Trijenerasyon sisteminin gelen yerleşim planı



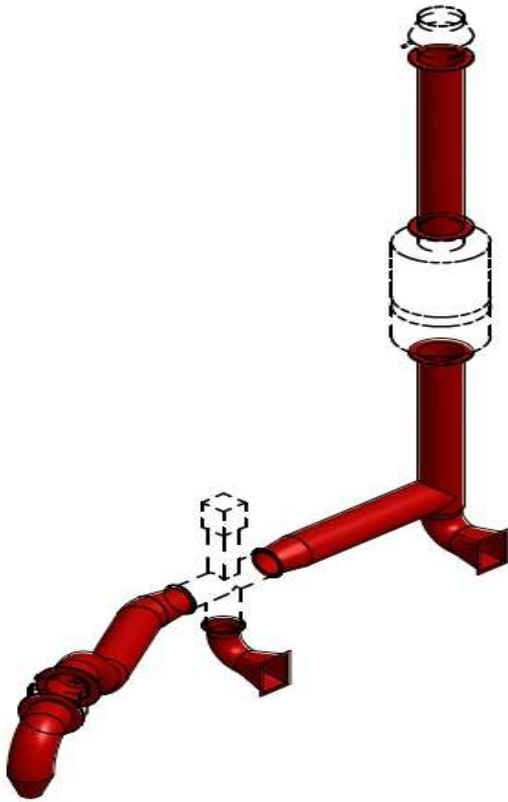
Şekil 4.5. Trijenerasyon sisteminin izometrik görünümü



Şekil 4.6. Trijenerasyon sisteminin skid grubu izometrik görünümü



Şekil 4.7. Trijenerasyon sistemi kollektör grubu izometrik görünümü



Şekil 4.8. Trijenerasyon sistemi baca sistemi izometrik görünümü

4.2. Trijenerasyon sisteminin ekserji kayıplarının ve ikinci yasa verimlerinin hesaplanması

Trijenerasyon sisteminde tüm akımların ekserjileri hesaplanacak ve detaylı olarak grafik ve tablolar ile sunulacaktır. Ekserji hesaplamalarında, kimyasal ekserjiler ihmal edilmiştir. Çevre şartlarında olan akımların ise ekserjileri sıfırdır.

4.2.1. Akımların ekserjileri

Trijenerasyon sistemindeki her akımın ortam şartlarına göre ekserjileri ve ekserji akıları sırası ile denklem 3.17 ve 3.18 ile hesaplanır. Trijenerasyon sistemindeki her bir akım noktasının ekserji kayıplarının bulunabilmesi için, akım noktalarının giriş ve çıkışındaki termodinamik özellikleri ve debileri Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Akımların termodinamik özellikleri ve debileri

AKIM NO	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P(bar)	5	5	8	8	5	5	5	5	8
T(°C)	40	43	43	40	20	40	84	92	92
T(K)	313	316	316	313	293	313	357	365	365
h(kJ/kg)	167,53	184,65	184,65	167,53	83,915	168	354,18	380,02	380,02
s(kJ/kgK)	0,5724	0,6097	0,6097	0,5724	0,2965	0,5724	1,1312	1,2112	1,2112
m(kg/h)	5331	5331	5331	5331	1130	1130	28690	28690	28690

AKIM NO	10	11	12	13	14	15	16	17	18
P(bar)	8	5	5	6	6	6	6	6	6
T(°C)	84	80	90	80	90	60	80	40	43
T(K)	357	353	363	353	363	333	353	313	316
h(kJ/kg)	354,18	335,02	377,04	335,02	377,04	251,18	335,02	167,53	184,65
s(kJ/kgK)	1,1312	1,0756	1,1929	1,0756	1,1929	0,8313	1,0756	0,5724	0,6097
m(kg/h)	28690	17640	17640	24000	24000	8845	8845	6939	6939

AKIM NO	19	20	21	22	23	24
P(bar)	6	6	1	1	6	6
T(°C)	84	92	447	150	60	80
T(K)	357	365	720	423	333	353
h(kJ/kg)	354,18	380,02	22305,45 kJ/jmol	12506,00 kJ/kmol	251,18	335,02
s(kJ/kgK)	1,1312	1,2112	229,51 kJ/kmol	212,03 kJ/kmol	0,8313	1,0756
m(kg/h)	37190	37190	2200	2200	8200	8200

AKIM NO	25	26	27	28	29	30
P(bar)	5	5	0,03	0,03	0,5	0,5
T(°C)	90	80	12	7	31	26
T(K)	363	353	285	280	304	299
h(kJ/kg)	377,04	335,02	50,4	26,15	127,8	107,2
s(kJ/kgK)	1,1929	1,0756	0,1804	0,099	0,4451	0,3812
m(kg/h)	17640	17640	58639	58693	130000	130000

1 Numaralı Akım (After Cooler Giriş Suyu) Ekserjisi (T=40°C) :

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

$$\Psi_1 = (167 - 104,89) - 298(0,5724 - 0,3674) \text{ kJ/h}$$

$$\Psi_1 = 1,02 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_1 = \dot{m}_1 \cdot \Psi_1 = 5331 \text{ kg/h} \cdot 1,02 \text{ kJ/kg} = 5437,6 \text{ kJ/h}$$

2 Numaralı Akım (After Cooler Çıkış Suyu) Ekserjisi (T=43°C) :

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

$$\Psi_2 = (184,65 - 104,89) - 298(0,6097 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_2 = 10,55 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_2 = \dot{m}_2 \cdot \Psi_2 = 5333 \text{ kg/h} \cdot 10,55 \text{ kJ/kg} = 56.242,05 \text{ kJ/h}$$

3 Numaralı Akım (LT Eşanjör Giriş Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=43°C) :

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

$$\Psi_3 = (184,65 - 104,89) - 298(0,6097 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_3 = 7,55 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_3 = \dot{m}_3 \cdot \Psi_3 = 5333 \text{ kg/h} \cdot 7,55 \text{ kJ/kg} = 40.288,05 \text{ kJ/h}$$

4 Numaralı Akım (LT Eşanjör Çıkış Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=40°C);

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

$$\Psi_4 = (167 - 104,89) - 298(0,5724 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_4 = 1,02 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_4 = \dot{m}_4 \cdot \Psi_4 = 5333 \text{ kg/h} \cdot 1,02 \text{ kJ/kg} = 5.437,6 \text{ kJ/h}$$

5 Numaralı Akım (LT Eşanjör Giriş Suyu/Kullanım Tarafı) Fiziksel Ekserjisi (T=20°C);

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

$$\Psi_5 = (89,915 - 104,89) - 298(0,2965 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_5 = 0,145 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_5 = \dot{m}_5 \cdot \Psi_5 = 1130 \text{ kg/h} \cdot 0,145 \text{ kJ/kg} = 163,85 \text{ kJ/h}$$

6 Numaralı Akım (LT Eşanjör Çıkış Suyu/Kullanım Tarafı) Fiziksel Ekserjisi (T=40°C);

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

$$\Psi_6 = (167 - 104,89) - 298(0,5724 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_6 = 1,02 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_6 = \dot{m}_6 \cdot \Psi_6 = 1130 \text{ kg/h} \cdot 1,02 \text{ kJ/kg} = 1.152,6 \text{ kJ/h}$$

7 Numaralı Akış (Jacket Water Giriş Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=84°C):

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

$$\Psi_7 = (354,18 - 104,89) - 298(1,1312 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_7 = 21,67 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_7 = \dot{m}_7 \cdot \Psi_7 = 28690 \text{ kg/h} \cdot 21,67 \text{ kJ/kg} = 621.930,34 \text{ kJ/h}$$

8 Numaralı Akım (Jacket Water Çıkış Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=92°C):

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

$$\Psi_8 = (380 - 104,89) - 298(1,2112 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_8 = 23,657 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_8 = \dot{m}_8 \cdot \Psi_8 = 28690 \text{ kg/h} \cdot 23,65 \text{ kJ/kg} = 678.736,54 \text{ kJ/h}$$

9 Numaralı Akım (HT Eşanjör Giriş Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=92°C):

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

$$\Psi_9 = (380 - 104,89) - 298(1,2112 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_9 = 23,657 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_9 = \dot{m}_9 \cdot \Psi_9 = 28690 \text{ kg/h} \cdot 23,65 \text{ kJ/kg} = 678.736,54 \text{ kJ/h}$$

10 Numaralı Akım (HT Eşanjör Çıkış Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=84°C);

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

$$\Psi_{10} = (354,18 - 104,89) - 298(1,1312 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{10} = 21,67 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{10} = \dot{m}_{10} \cdot \Psi_{10} = 28690 \text{ kg/h} \cdot 21,67 \text{ kJ/kg} = 621.930,34 \text{ kJ/h}$$

11 Numaralı Akım (HT Eşanjör Giriş Suyu/Kullanım Tarafı) Fiziksel Ekserjisi (T=80°C);

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

$$\Psi_{11} = (335,02 - 104,89) - 298(1,0756 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{11} = 19,08 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{11} = \dot{m}_{11} \cdot \Psi_{11} = 17640 \text{ kg/h} \cdot 19,08 \text{ kJ/kg} = 336.747,60 \text{ kJ/h}$$

12 Numaralı Akım (HT Eşanjör Çıkış Suyu/Kullanım Tarafı) Fiziksel Ekserjisi (T=90°C);

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

$$\Psi_{12} = (377,04 - 104,89) - 298(1,1929 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{12} = 26,15 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{12} = \dot{m}_{12} \cdot \Psi_{12} = 17640 \text{ kg/h} \cdot 26,15 \text{ kJ/kg} = 461.303,64 \text{ kJ/h}$$

13 Numaralı Akım (HW Eşanjör Çıkış Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=80°C):

$$\Psi_{13} = (h_1 - h_0) - T_0(s_{13} - s_0)$$

$$\Psi_{13} = (335,02 - 104,89) - 298(1,0756 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{13} = 19,08 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{13} = \dot{m}_{13} \cdot \Psi_{13} = 17640 \text{ kg/h} \cdot 19,08 \text{ kJ/kg} = 336.684,09 \text{ kJ/h}$$

14 Numaralı Akım (HW Eşanjör Giriş Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=90°C):

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

$$\Psi_{14} = (377,04 - 104,89) - 298(1,1929 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{14} = 26,15 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{14} = \dot{m}_{14} \cdot \Psi_{14} = 17640 \text{ kg/h} \cdot 26,15 \text{ kJ/kg} = 461.303,64 \text{ kJ/h}$$

15 Numaralı Akım (HW Eşanjör Giriş Suyu/Kullanım Tarafı) Fiziksel Ekserjisi (T=60°C):

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

$$\Psi_{15} = (251,18 - 104,89) - 298(0,8313 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{15} = 8,04 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{15} = \dot{m}_{15} \cdot \Psi_{15} = 8845 \text{ kg/h} \cdot 8,04 \text{ kJ/kg} = 71.113,80 \text{ kJ/h}$$

16 Numaralı Akım (HW Eşanjör Çıkış Suyu/Kullanım Tarafı) Fiziksel Ekserjisi (T=80°C):

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

$$\Psi_{16} = (335,02 - 104,89) - 298(1,0756 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{16} = 19,08 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{16} = \dot{m}_{16} \cdot \Psi_{16} = 11000 \text{ kg/h} \cdot 19,08 \text{ kJ/kg} = 168.762,60 \text{ kJ/h}$$

17 Numaralı Akım (LT Eşanjör Soğutma Kulesi Çıkış Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=40°C):

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

$$\Psi_{17} = (167 - 104,89) - 298(0,5724 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{17} = 1,02 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{17} = \dot{m}_{17} \cdot \Psi_{17} = 6939 \text{ kg/h} \cdot 1,02 \text{ kJ/kg} = 7.077,78 \text{ kJ/h}$$

18 Numaralı Akım (LT Eşanjör Soğutma Kulesi Giriş Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=43°C):

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

$$\Psi_{18} = (184,65 - 104,89) - 298(0,6097 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{18} = 7,55 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{18} = \dot{m}_{18} \cdot \Psi_{18} = 6939 \text{ kg/h} \cdot 10,55 \text{ kJ/kg} = 52.389,45 \text{ kJ/h}$$

19 Numaralı Akım (HT Eşanjör Soğutma Kulesi Çıkış Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=84°C):

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

$$\Psi_{19} = (354,18 - 104,89) - 298(1,1312 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{19} = 21,67 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{19} = \dot{m}_{19} \cdot \Psi_{19} = 37190 \text{ kg/h} \cdot 21,67 \text{ kJ/kg} = 805.907,30 \text{ kJ/h}$$

21 Numaralı Akım (Baca Gazı Absorpsiyonlu Chiller Girişi) Fiziksel Ekserjisi (T=447°C):

Baca gazı için ekserji hesaplanırken, baca gazını oluşturan gazların h-her biri için entalpi ve entropi değerleri bulunur ve kısmi basınçları ile çarpılarak baca gazının entalpi ve entropi değerleri bulunur. Aşağıda yer alan tabloda baca gazını oluşturan gazların entalpi, entropi ve molar oranları görülmektedir.

Çizelge 4.3. Baca gazı oluşturan bileşenleri termodinamik özellikleri

Madde	$\bar{h}_f$ kJ/kmol	$\bar{h}_{720K}$ kJ/kmol	$\bar{h}_0$ kJ/kmol	$\bar{s}_{720K}$ kJ/kmolK	$\bar{s}_0$ kJ/kmolK	x_i
CO ₂	-393.520	28.121	9.364	252,0650	213,6850	0,0807
H ₂ O	-241.820	24.84	9.904	219,6680	188,7200	0,1605
N ₂	-	21.22	8.669	217,6240	191,5020	0,7265
O ₂	-	21.845	8.682	232,2910	205,0330	0,0323

298K için baca gazı entalpi ve entropi değerleri,

$$\bar{h}_0 = (x_{\text{CO}_2} \bar{h}_{0\text{CO}_2} + x_{\text{H}_2\text{O}} \bar{h}_{0\text{H}_2\text{O}} + x_{\text{N}_2} \bar{h}_{0\text{N}_2} + x_{\text{O}_2} \bar{h}_{0\text{O}_2})$$

$$\bar{h}_0 = [(0,0807 \times 9364) + (0,1605 \times 9904) + (0,7265 \times 8669) + (0,0323 \times 8662)]$$

$$\bar{h}_0 = 8923,7239 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_0 = \bar{s}_i - R_u \cdot \ln \frac{x_i P}{P_0} \quad \left(\frac{P}{P_0} = 1 \right)$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = \bar{s}_{298\text{KCO}_2} - R_u \cdot \ln x_{\text{CO}_2} = 213,685 - 8,314 \cdot \ln 0,087 = 234,6115 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}} = \bar{s}_{298\text{KH}_2\text{O}} - R_u \cdot \ln x_{\text{H}_2\text{O}} = 188,720 - 8,314 \cdot \ln 0,165 = 203,9301 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = \bar{s}_{298\text{KN}_2} - R_u \cdot \ln x_{\text{N}_2} = 191,502 - 8,314 \cdot \ln 0,7265 = 194,1585 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = \bar{s}_{298\text{KO}_2} - R_u \cdot \ln x_{\text{O}_2} = 213,685 - 8,314 \cdot \ln 0,323 = 233,5724 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_0 = (x_{\text{CO}_2} \bar{s}_{\text{CO}_2} + x_{\text{H}_2\text{O}} \bar{s}_{\text{H}_2\text{O}} + x_{\text{N}_2} \bar{s}_{\text{N}_2} + x_{\text{O}_2} \bar{s}_{\text{O}_2})$$

$$\bar{s}_0 = 200,2645 \text{ kJ/kgmolK}$$

720 K için baca gazı entalpi ve entropi değerleri,

$$\bar{h}_{720\text{K}} = (x_{\text{CO}_2} \bar{h}_{720\text{KCO}_2} + x_{\text{H}_2\text{O}} \bar{h}_{720\text{KH}_2\text{O}} + x_{\text{N}_2} \bar{h}_{720\text{KN}_2} + x_{\text{O}_2} \bar{h}_{720\text{KO}_2})$$

$$\bar{h}_{720\text{K}} = [(0,0807 \times 28121) + (0,1605 \times 24840) + (0,7265 \times 21220) + (0,0323 \times 21845)]$$

$$\bar{h}_{720\text{K}} = 22,305.45 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_i = \bar{s}_{720\text{K}} - R_u \cdot \ln \frac{x_i P}{P_0} \quad \left(\frac{P}{P_0} = 1 \right)$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = \bar{s}_{720\text{KCO}_2} - R_u \cdot \ln x_{\text{CO}_2} = 252,065 - 8,314 \cdot \ln 0,087 = 272,3665 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}} = \bar{s}_{720\text{KH}_2\text{O}} - R_u \cdot \ln x_{\text{H}_2\text{O}} = 219,668 - 8,314 \cdot \ln 0,165 = 234,6482 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = \bar{s}_{720\text{KN}_2} - R_u \cdot \ln x_{\text{N}_2} = 217,624 - 8,314 \cdot \ln 0,7265 = 220,2804 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = \bar{s}_{720\text{KO}_2} - R_u \cdot \ln x_{\text{O}_2} = 232,291 - 8,314 \cdot \ln 0,323 = 260,8303 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{720K} = (x_{CO_2} \bar{s}_{CO_2} + x_{H_2O} \bar{s}_{H_2O} + x_{N_2} \bar{s}_{N_2} + x_{O_2} \bar{s}_{O_2})$$

$$\bar{s}_{720K} = 229,5110 \text{ kJ/kgmolK}$$

$$\bar{\Psi}_{21} = (\bar{h}_{720K} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s}_{720K} - \bar{s}_0)$$

$$\bar{\Psi}_{21} = (22305,4500 - 8923,7239) \text{ kJ/kmol} - 298 (229,5110 - 200,5645) \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{\Psi}_{21} = 4,754.6261 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{\Psi}_{21} = \frac{4754,6261 \text{ kJ/kmol}}{27,82 \text{ kg/mol}} = 170,9067 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{21} = \dot{m}_{21} \cdot \bar{\Psi}_{21} = 2200 \text{ kg/h} \cdot 170,9067 \text{ kJ/kg} = 375,994.8749 \text{ kJ/h}$$

22 Numaralı. Akım (Baca Gazı Absorpsiyonlu Chiller Çıkışı) Fiziksel Ekserjisi (T=150°C):

Çizelge 4.4. Baca gazı bileşenleri termodinamik özellikleri

Madde	$\bar{h}_f$ kJ/kmol	$\bar{h}_{420K}$ kJ/kmol	$\bar{h}_0$ kJ/kmol	$\bar{s}_{420K}$ kJ/kmolK	$\bar{s}_0$ kJ/kmolK	x_i
CO₂	-393.520	12,132	9.364	207,5900	213,6850	0,0807
H₂O	-241.820	14,043	9.904	200,3500	188,7200	0,1605
N₂	-	12,225	8.669	201,4990	191,5020	0,7265
O₂	-	12,134	8.682	215,2410	205,0330	0,0323

$$\bar{h}_{420K} = (x_{CO_2} \bar{h}_{420K_{CO_2}} + x_{H_2O} \bar{h}_{420K_{H_2O}} + x_{N_2} \bar{h}_{420K_{N_2}} + x_{O_2} \bar{h}_{420K_{O_2}})$$

$$\bar{h}_{420K} = [(0,0807 \times 12132) + (0,1605 \times 14043) + (0,7265 \times 12225) + (0,0323 \times 12134)]$$

$$\bar{h}_{420K} = 12,506.34 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_i = \bar{s}_{420K} - R_u \cdot \ln \frac{x_i P}{P_0} \quad \left(\frac{P}{P_0} = 1 \right)$$

$$\bar{s}_{CO_2} = \bar{s}_{420K_{CO_2}} - R_u \cdot \ln x_{CO_2} = 207,5900 - 8,314 \cdot \ln 0,087 = 228,5164 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{H_2O} = \bar{s}_{420K_{H_2O}} - R_u \cdot \ln x_{H_2O} = 200,35 - 8,314 \cdot \ln 0,165 = 215,3302 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{N_2} = \bar{s}_{420K_{N_2}} - R_u \cdot \ln x_{N_2} = 201,4990 - 8,314 \cdot \ln 0,7265 = 204,1556 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{O_2} = \bar{s}_{420K_{O_2}} - R_u \cdot \ln x_{O_2} = 215,2410 - 8,314 \cdot \ln 0,0323 = 260,8303 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{420K} = (x_{CO_2} \bar{s}_{CO_2} + x_{H_2O} \bar{s}_{H_2O} + x_{N_2} \bar{s}_{N_2} + x_{O_2} \bar{s}_{O_2})$$

$$\bar{s}_{420K} = 212,0382 \text{ kJ/kgmolK}$$

$$\bar{\Psi}_{22} = (\bar{h}_{420K} - \bar{h}_0) - T_0(\bar{s}_{420K} - \bar{s}_0)$$

$$\bar{\Psi}_{22} = (12,506.34 - 8923,7239) \text{ kJ/kmol} - 298 (212,0382 - 200,5645) \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{\Psi}_{22} 163.688 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{\Psi}_{22} = \frac{163.688 \text{ kJ/kmol}}{27,82 \text{ kg/mol}} = 5.883 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{21} = \dot{m}_{22} \cdot \bar{\Psi}_{22} = 2200 \text{ kg/h} \cdot 5.883 \text{ kJ/kg} = 12.942,600 \text{ kJ/h}$$

23 Numaralı. Akım (Absorpsiyonlu Chiller Isınma Suyu Çıkışı) Fiziksel Ekserjisi
(T=80°C):

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

$$\Psi_{23} = (251,18 - 104,89) - 298(0,8313 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{23} = 8,07 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{23} = \dot{m}_{23} \cdot \Psi_{23} = 8200 \text{ kg/h} \cdot 8,07 \text{ kJ/kg} = 66.237,96 \text{ kJ/h}$$

24 Numaralı. Akım (Absorpsiyonlu Chiller Isınma Suyu Dönüş) Fiziksel Ekserjisi
(T=60°C):

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

$$\Psi_{24} = (335,02 - 104,89) - 298(1,0756 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{24} = 19,08 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{24} = \dot{m}_{24} \cdot \Psi_{24} = 8200 \text{ kg/h} \cdot 19,08 \text{ kJ/kg} = 156.508,48 \text{ kJ/h}$$

25 Numaralı. Akım (Absorpsiyonlu Chiller LT Jeneratör/Giriş Suyu) Fiziksel Ekserjisi
(T=90°C):

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

$$\Psi_{25} = (377,04 - 104,89) - 298(1,1929 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{25} = 26,15 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{25} = \dot{m}_{25} \cdot \Psi_{25} = 58693 \text{ kg/h} \cdot 1,24 \text{ kJ/kg} = 72.967,13 \text{ kJ/h}$$

26 Numaralı. Akım (Absopsiyonlu Chiller LT Jeneratör /Çıkış Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=80°C)

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

$$\Psi_{26} = (335,02 - 104,89) - 298(1,0756 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{26} = 19,08 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{26} = \dot{m}_{26} \cdot \Psi_{26} = 17640 \text{ kg/h} \cdot 19,08 \text{ kJ/kg} = 336.571,20 \text{ kJ/h}$$

27 Numaralı. Akım (Absopsiyonlu Chiller LT Jeneratör/Giriş Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=90°C);

$$\Psi_{27} = (h_{27} - h_0) - T_0(s_{27} - s_0)$$

$$\Psi_{27} = (377,04 - 104,89) - 298(1,1929 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{27} = 26,15 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{27} = \dot{m}_{27} \cdot \Psi_{27} = 58693 \text{ kg/h} \cdot 1,24 \text{ kJ/kg} = 72.967,13 \text{ kJ/h}$$

28 Numaralı. Akım (Absopsiyonlu Chiller Soğutma Suyu Dönüş) Fiziksel Ekserjisi (T=12°C);

$$\Psi_{28} = (h_{26} - h_0) - T_0(s_{26} - s_0)$$

$$\Psi_{28} = (50,40 - 104,89) - 298(0,1804 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{28} = 1,35 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{28} = \dot{m}_{28} \cdot \Psi_{28} = 58693 \text{ kg/h} \cdot 1,35 \text{ kJ/kg} = 79.540,75 \text{ kJ/h}$$

29 Numaralı Akım (Absorpsiyonlu Chiller Kondenser Çıkış, Soğ. Kulesi Giriş Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=31°C):

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

$$\Psi_{29} = (127,80 - 104,89) - 298(0,4451 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{29} = 1,37 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{29} = \dot{m}_{29} \cdot \Psi_{29} = 130000 \text{ kg/h} \cdot 1,37 \text{ kJ/kg} = 178.100,00 \text{ kJ/h}$$

30 Numaralı Akım (Absorpsiyonlu Chiller Evaporatör Giriş, Soğ. Kulesi Çıkış Suyu) Fiziksel Ekserjisi (T=26°C):

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

$$\Psi_{30} = (107,02 - 104,89) - 298(0,3710 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$\Psi_{30} = 1,362 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{29} = \dot{m}_{30} \cdot \Psi_{30} = 130000 \text{ kg/h} \cdot 1,362 \text{ kJ/kg} = 177.060,00 \text{ kJ/h}$$

Akımların tamamı için özgül ekserji (Ψ) ve ekserji akıları ($\dot{E}$) değerleri Çizelge 4.5'te sunulmuştur.

Çizelge 4.5. Akımların özgül ekserjileri ve ekserji debileri

AKIM NO	1	2	3	4	5	6	7	8
m(kg/h)	5331	5331	5331	5331	1130	1130	28690	28690
Ψ (kj/kg)	1,02	10,55	10,55	1,02	0,145	1,02	21,67	23,65
E (kj/h)	5.437,60	56.242,05	56.242,05	5.437,60	163,85	1.152,60	621.930,34	678.736,5

AKIM NO	9	10	11	12	13	14	15	16
m(kg/h)	28690	28690	17640	17640	24000	24000	11000	11000
Ψ (kj/kg)	23,65	21,67	25,46	26,15	26,15	25,46	12,22	25,46
E (kj/h)	678.736,54	621930	449117,9	461303,6	461304	449117,9	134452	449117,92

AKIM NO	17	18	19	20	21	22	23
m(kg/h)	6939	6939	37190	37190	2200	2200	8200
Ψ (kj/kg)	1,02	10,55	21,67	23,65	170,91	5,88	8,07
E (kj/h)	7077,78	73206,45	805.907,30	879.543,50	375.994,00	12.942,00	66.237,96

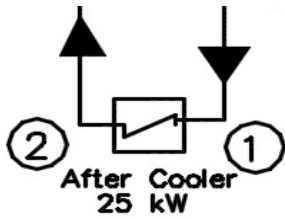
AKIM NO	24	25	26	27	28	29	30
m(kg/h)	8200	17640	17640	58639	58693	130000	130000
Ψ (kj/kg)	19,08	26,15	19,08	1,24	1,35	1,37	1,36
E (kj/h)	156.508,4	461.286,00	336.571,20	72.967,13	79.540,75	178.100,00	177.060,0

4.2.2. Sistem ekipmanlarının ekserji kayıplarının bulunması

Trijenerasyon sistemini oluşturan her bir eleman için ekserji kayıplarının hesaplanması ile sistemde öncelikli iyileştirmelerin hangi bölgelerde yapılacağı belirlenecek ve elde edilen ekserji kayıpları grafikler ile sunulacaktır.

4.2.2.1. After cooler ekserji kaybı hesabı ve ikinci yasa verimi

After cooler ünitesi için giriş ve çıkış ekserjilerinin farkı ile bu ünite ünite içinde oluşan ekserji yıkımı denklem 3.23 ile bulunur. Sisteme ait şematik gösterim Şekil 4.9'da, sistemin giriş çıkış akımlarına ait termodinamik özellikler de Çizelge 4.6'da verilmiştir.



Şekil 4.9. After cooler ünitesi şematik gösterimi

$$\dot{E}_g = \dot{E}_c - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_1 = \dot{E}_2 - \dot{E}_{ky}$$

$$5.437,60 = 56.242,05 - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 50.804,45 \text{ kJ/h} = 14,11 \text{ kW}$$

Çizelge. 4.6. After Cooler Ünitesi Akımların Termodinamik Özellikleri

AKIM NO	1	2
T(°C)	40	43
T(K)	313	316
h(kJ/kg)	167,53	184,65
s(kJ/kgK)	0,5724	0,6097
m(kg/h)	5331	5331
Ψ (kJ/kg)	1,02	10,55
Ė (kJ/h)	5.437,60	56.242,05

After Cooler ünitesini ikinci yasa verimi de denklem 3.21 ile bulunur

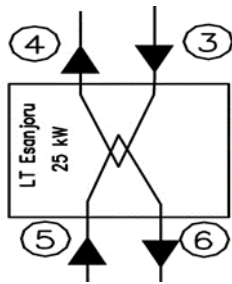
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\text{Kaybedilen güç}}{\text{Sisteme sağlanan güç}}$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{14,11 \text{ kW}}{25 \text{ kW}}$$

$$\eta_{II} = \%43,56$$

4.2.2.2. Düşük sıcaklık (LT) eşanjörü ekserji kaybı hesabı

Düşün sıcaklık (LT) eşanjörü için giriş ve çıkış ekserjilerinin farkın ile bu üniteye oluşan ekserji yıkımı denklem 3.18 ile bulunur. Sisteme ait şematik gösterim Şekil 4.10'de, sistemin giriş çıkış akımlarına ait termofiziksel özellikler de Çizelge 4.7'de verilmiştir.



Şekil 4.10. Düşük sıcaklık (lt) eşanjörü ünitesi şematik gösterimi

$$\dot{E}_g = \dot{E}_c - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_5 + \dot{E}_3 = \dot{E}_4 + \dot{E}_6 + \dot{E}_{ky}$$

$$163,85 + 40,288,68 = 5437,60 + 1152,60 - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 33,862,28 \text{ kJ/h} = 9,40 \text{ kW}$$

Çizelge 4.7. LT Eşanjörü akımların termofiziksel özellikleri

AKIM NO	3	4	5	6
T(°C)	43	40	20	40
T(K)	316	313	293	313
h(kJ/kg)	184,65	167,53	83.915	168
s(kJ/kgK)	0,6097	0,5724	0.2965	0,5724
m(kg/h)	5331	5331	1130	1130
Ψ (kj/kg)	10,55	1,02	0,145	1,02
E (kj/h)	40.288,68	5.437,60	163,85	1.152,60

LT eşanjörünün ikinci yasa verimi ise denklem 3.21 ile bulunur.

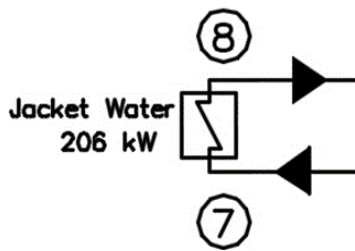
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\text{Kaybedilen güç}}{\text{Sisteme sağlanan güç}}$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{9,40 \text{ kW}}{25 \text{ kW}}$$

$$\eta_{II} = \%62,40$$

4.2.2.3. Jacket water ünitesi ekserji kaybı hesabı

Jacket water (gömlek soğutma suyu) ünitesi için giriş ve çıkış ekserjilerinin farkın ile bu üniteye oluşan ekserji yıkımı denklem 3.18 ile bulunur. Sisteme ait şematik gösterim Şekil 4.11’de, sistemin giriş çıkış akımlarına ait termofiziksel özellikler de Çizelge 4.8’de verilmiştir.



Şekil 4.11. Jacket water ünitesi şematik gösterimi

$$\dot{E}_g = \dot{E}_ç - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_7 = \dot{E}_8 - \dot{E}_{ky}$$

$$621.930,34 = 678.736,54 - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 56.806,20 \text{ kJ/h} = 15,77 \text{ kW}$$

Çizelge 4.8. Jacket water akımların termodinamik özellikleri

AKIM NO	7	8
T(°C)	84	92
T(K)	357	365
h(kJ/kg)	354,18	380,02
s(kJ/kgK)	1,1312	1,2112
m(kg/h)	28690	28690
Ψ (kJ/kg)	21,67	23,65
E (kJ/h)	621.930,34	678.736,54

Jacket Water ünitesinin ikinci yasa verimi ise denklem 3.21 ile bulunur.

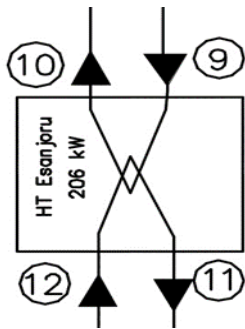
$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_c}{\dot{E}_g}$$

$$\eta_{II} = \frac{172,75 \text{ kW}}{188,53 \text{ kW}}$$

$$\eta_{II} = \%91,63$$

4.2.2.4. Yüksek sıcaklık (HT) eşanjörü ekserji kaybı hesabı

Yüksek sıcaklık (HT) eşanjörü için giriş ve çıkış ekserjilerinin farkını ile bu üniteye oluşan ekserji yıkımı denklem 3.18 ile bulunur. Sisteme ait şematik gösterim Şekil 4.12’de, sistemin giriş çıkış akımlarına ait termodinamik özellikler de Çizelge 4.9’da verilmiştir.



Şekil 4.12. Yüksek sıcaklık (ht) eşanjörü ünitesi şematik gösterimi

$$\dot{E}_g = \dot{E}_c - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_9 + \dot{E}_{12} = \dot{E}_{10} + \dot{E}_{11} + \dot{E}_{ky}$$

$$678.736,54 + 461.303,64 = 621.930,34 + 336.747,60 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 181.362,24 \text{ kJ/h} = 50,37 \text{ kW}$$

Çizelge 4.9. HT Eşanjörü akımlarının termodinamik özellikleri

AKIM NO	9	10	11	12
T(°C)	92	84	80	90
T(K)	365	357	353	363
h(kJ/kg)	380,02	354,18	335,02	377,04
s(kJ/kgK)	1,2112	1,1312	1,0756	1,1929
m(kg/h)	28690	28690	17640	17640
Ψ (kJ/kg)	23,65	21,67	19,08	26,15
E (kJ/h)	678.736,54	621.930,34	336.747,60	461.303,64

Yüksek sıcaklık (HT) eşanjörünün ikinci yasa verimi ise denklem 3.21 ile bulunur.

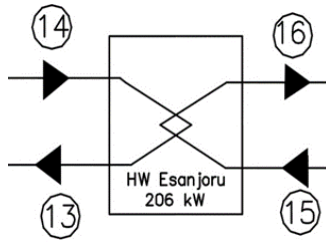
$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_c}{\dot{E}_g}$$

$$\eta_{II} = \frac{266,30 \text{ kW}}{316,67 \text{ kW}}$$

$$\eta_{II} = \%84,09$$

4.2.2.5. Sıcak su (HW) eşanjörü ekserji kaybı hesabı

Sıcak su (HW) eşanjörü için giriş ve çıkış ekserjilerinin farkını ile bu üniteye oluşan ekserji yıkımı denklem 3.18 ile bulunur. Sisteme ait şematik gösterim Şekil 4.13.'te, sistemin giriş çıkış akımlarına ait termodinamik özellikler de Çizelge 4.10'da verilmiştir.



Şekil 4.13. Sıcak su (HW) eşanjörü ünitesi şematik gösterimi

$$\dot{E}_g = \dot{E}_ç - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{15} + \dot{E}_{14} = \dot{E}_{13} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{ky}$$

$$88.525,80 + 461.303,64 = 336.747,60 + 209.880,00 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 3.201,84 \text{ kJ/h} = 0,88 \text{ kW}$$

Çizelge 4.10. HW eşanjörü akımlarının termodinamik özellikleri

AKIM NO	13	14	15	16
T(°C)	80	90	60	80
T(K)	353	363	333	353
h(kJ/kg)	335,02	377,04	251,18	335,02
s(kJ/kgK)	1,0756	1,1929	0,8313	1,0756
m(kg/h)	17640	17640	11000	11000
Ψ (kJ/kg)	19,08	26,15	8,04	19,08
E (kJ/h)	336.747,60	461.303,64	88.525,80	209.880,00

Sıcak su (HW) eşanjörünün ikinci yasa verimi ise denklem 3.21 ile bulunur.

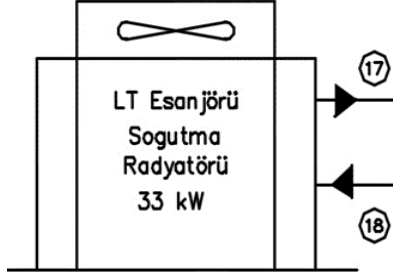
$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_ç}{\dot{E}_g}$$

$$\eta_{II} = \frac{151,8 \text{ kW}}{154,20 \text{ kW}}$$

$$\eta_{II} = \%96,5$$

4.2.2.6. LT eşanjörü soğutma radyatörü ekserji kaybı hesabı

LT Eşanjörü soğutma radyatörü için giriş ve çıkış ekserjilerinin farkın ile bu ünite de oluşan ekserji yıkımı denklem 3.18 ile bulunur. Sisteme ait şematik gösterim Şekil 4.14'te, sistemin giriş çıkış akımlarına ait termodinamik özellikler de Çizelge 4.11'de verilmiştir.



Şekil 4.14. LT Eşanjörü soğutma radyatörü ünitesi şematik gösterimi

$$\dot{E}_g = \dot{E}_ç - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{18} = \dot{E}_{17} - \dot{E}_{ky}$$

$$52.389,45 = 7.077,78 - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 45.311,67 \text{ kJ/h} = 12,58 \text{ kW}$$

Çizelge 4.11. LT Eşanjörü soğutma radyatörü akımlarının termodinamik özellikleri

AKIM NO	17	18
T(°C)	40	43
T(K)	313	316
h(kJ/kg)	167,53	184,65
s(kJ/kgK)	0,5724	0,6097
m(kg/h)	6939	6939
Ψ (kJ/kg)	1,02	10,55
E (kJ/h)	7.077,78	73.206,45

Sıcak su (HW) eşanjörünün ikinci yasa verimi ise denklem 3.23 ile bulunur

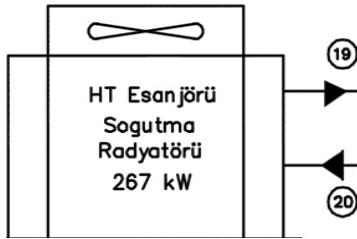
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\text{Kaybedilen güç}}{\text{Sisteme sağlanan güç}}$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{12,58 \text{ kW}}{33 \text{ kW}}$$

$$\eta_{II} = \%61,87$$

4.2.2.7. HT eşanjörü soğutma radyatörü ekserji kaybı hesabı

HT Eşanjörü soğutma radyatörü için giriş ve çıkış ekserjilerinin farkın ile bu üniteye oluşan ekserji yıkımı denklem 3.18 ile bulunur. Sisteme ait şematik gösterim Şekil 4.15’de, sistemin giriş çıkış akımlarına ait termodinamik özellikler de Çizelge 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.15 HT Eşanjörü soğutma radyatörü ünitesi şematik gösterimi

$$\dot{E}_g = \dot{E}_c - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{20} = \dot{E}_{19} - \dot{E}_{ky}$$

$$879.543,50 = 805.905,30 - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 73.638,20 \text{ kJ/h} = 20,45 \text{ kW}$$

Çizelge 4.12. HT Eşanjörü soğutma radyatörü akımlarının termodinamik özellikleri

AKIM NO	19	20
T(°C)	84	92
T(K)	357	365
h(kJ/kg)	354,18	380,02
s(kJ/kgK)	1,1312	1,2112
m(kg/h)	37190	37190
Ψ (kJ/kg)	21,67	23,65
E (kJ/h)	805.907,30	879.543,50

Sıcak su (HW) eşanjörünün ikinci yasa verimi ise denklem 3.21 ile bulunur

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_c}{\dot{E}_g}$$

$$\eta_{II} = \frac{223,86 \text{ kW}}{292,31 \text{ kW}}$$

$$\eta_{II} = \%76,58$$

4.2.2.8. Absorbsiyonlu soğutma grubu yüksek sıcaklık jeneratörü (HTG) ekserji kaybı hesabı

Absorbsiyonlu soğutma grubu yüksek sıcaklık jeneratörü (HTG) için giriş ve çıkış ekserjilerinin farkın ile bu üniteye oluşan ekserji yıkımı denklem 3.18 ile bulunur. Sisteme ait şematik gösterim Şekil 4.16'da, sistemin giriş çıkış akımlarına ait termodinamik özellikler de Çizelge 4.13'te verilmiştir.



Şekil 4.16 Absorbsiyonlu soğutma grubu yüksek sıcaklı jeneratörü (htg) ünitesi şematik gösterimi

$$\dot{E}_g = \dot{E}_c - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{21} + \dot{E}_{23} = \dot{E}_{22} + \dot{E}_{24} + \dot{E}_{ky}$$

$$375.994,00 + 66.237,96 = 12.942,00 + 156.508,48 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 272,781.00 \text{ kJ/h} = 75,77 \text{ kW}$$

Çizelge 4.13. HT Eşanjörü soğutma radyatörü akımlarının termofiziksel özellikleri

AKIM NO	21	22	23	24
T(°C)	447	150	60	80
T(K)	720	423	333	353
h(kJ/kg)	448,9	148,8	251,18	335,02
s(kJ/kgK)	2,109	0,9876	0,8313	1,0756
m(kg/h)	2200	2200	8200	8200
Ψ (kJ/kg)	23,65	23,65	8,07	19,08
E (kJ/h)	375.994,00	879.543,50	12.942,00	156.508,48

Absorbsiyonlu soğutma grubu yüksek sıcaklık jeneratörü (HTG) ikinci yasa verimi ise denklem 3.21 ile bulunur.

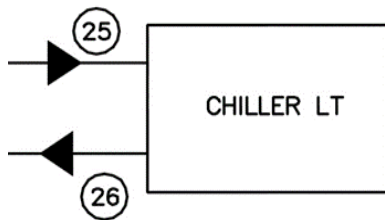
$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_\phi}{\dot{E}_g}$$

$$\eta_{II} = \frac{47,07 \text{ kW}}{122,84 \text{ kW}}$$

$$\eta_{II} = \%38,31$$

4.2.2.9. Absorbsiyonlu soğutma grubu düşük sıcaklık jeneratörü (LTG) ekserji kaybı hesabı

Absorbsiyonlu soğutma grubu yüksek sıcaklık jeneratörü (HTG) için giriş ve çıkış ekserjilerinin farkını ile bu üniteye oluşan ekserji yıkımı denklem 3.18 ile bulunur. Sisteme ait şematik gösterim Şekil 4.17’de, sistemin giriş çıkış akımlarına ait termofiziksel özellikler de Çizelge 4.14’te verilmiştir.



Şekil 4.17. Absorbsiyonlu soğutma grubu düşük sıcaklık jeneratörü (ltg) ünitesi şematik gösterimi

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\phi - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{25} = \dot{E}_{26} + \dot{E}_{ky}$$

$$461.286,00 = 336.571,20 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 124.714,80 \text{ kJ/h} = 34,43 \text{ kW}$$

Çizelge 4.14 Absorbsiyonlu soğutma grubu düşük sıcaklık jeneratörü (ltg) akımlarının termodinamik özellikleri

AKIM NO	25	26
T(°C)	90	80
T(K)	363	353
h(kJ/kg)	377,04	335,02
s(kJ/kgK)	1,1929	1,0756
m(kg/h)	17640	17640
Ψ (kJ/kg)	26,15	19,08
E (kJ/h)	461.286,00	336.571,20

Absorbsiyonlu soğutma grubu düşük sıcaklık jeneratörü (LTG) ikinci yasa verimi ise denklem 3.21 ile bulunur.

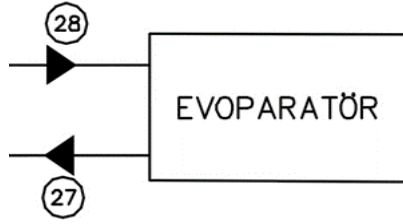
$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_c}{\dot{E}_g}$$

$$\eta_{II} = \frac{93,49 \text{ kW}}{128,13 \text{ kW}}$$

$$\eta_{II} = \%72,96$$

4.2.2.10. Absorbsiyonlu soğutma grubu evaporatör ünitesi ekserji kaybı hesabı

Absorbsiyonlu soğutma grubu evaporatörü için giriş ve çıkış ekserjilerinin farkını ile bu ünite de oluşan ekserji yıkımı denklem 3.18 ile bulunur. Sisteme ait şematik gösterim Şekil 4.18'da, sistemin giriş çıkış akımlarına ait termodinamik özellikler de Çizelge 4.15'te verilmiştir.



Şekil 4.18. Absorbsiyonlu soğutma grubu evaporatör ünitesi şematik gösterimi

$$\dot{E}_g = \dot{E}_c - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{28} = \dot{E}_{27} + \dot{E}_{ky}$$

$$79.540,75 = 72.967,13 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 6.572,62 \text{ kJ/h} = 1,82 \text{ kW}$$

Çizelge 4.15. Absorbsiyonlu soğutma grubu evaporatör ünitesi akımlarının termodinamik özellikleri

AKIM NO	27	28
T(°C)	12	7
T(K)	285	280
h(kJ/kg)	50,4	26,15
s(kJ/kgK)	0,1804	0,099
m(kg/h)	58639	58693
Ψ (kJ/kg)	1,24	1,35
E (kJ/h)	72.967,13	79.540,75

Absorbsiyonlu soğutma grubu evaporatör ünitesi için ikinci yasa verimi ise denklem 3.21 ile bulunur.

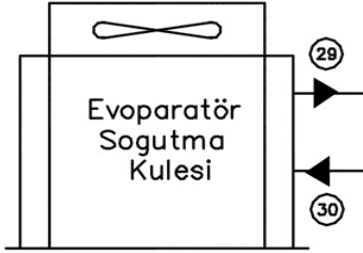
$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_c}{\dot{E}_g}$$

$$\eta_{II} = \frac{20,26 \text{ kW}}{22,90 \text{ kW}}$$

$$\eta_{II} = \%91,68$$

4.2.2.11. Absorbsiyonlu soğutma grubu soğutma kulesi ekserji kaybı hesabı

Absorbsiyonlu soğutma grubu soğutma kulesi için giriş ve çıkış ekserjilerinin farkını ile bu üniteye oluşan ekserji yıkımı denklem 3.18 ile bulunur. Sisteme ait şematik gösterim Şekil 4.19'da, sistemin giriş çıkış akımlarına ait termofiziksel özellikler de Çizelge 4.16'da verilmiştir.



Şekil 4.19. Absorbsiyonlu soğutma grubu evaporatör soğutma kulesi şematik gösterimi

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta - \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{30} = \dot{E}_{29} + \dot{E}_{ky}$$

$$178.100,00 = 177.060,00 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 1.040,00 \text{ kJ/h} = 0,288 \text{ kW}$$

Çizelge 4.16. Absorbsiyonlu soğutma grubu soğutma kulesi akımlarının termofiziksel özellikleri

AKIM NO	29	30
T(°C)	31	26
T(K)	304	299
h(kJ/kg)	127,8	107,2
s(kJ/kgK)	0,4451	0,3812
m(kg/h)	130000	130000
Ψ (kJ/kg)	1,37	1,36
E (kJ/h)	178.100,00	177.060,00

Absorbsiyonlu soğutma grubu evaporatör soğutma kulesi ünitesi için ikinci yasa verimi ise denklem 3.21 ile bulunur.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_c}{\dot{E}_g}$$

$$\eta_{II} = \frac{48,15 \text{ kW}}{49,47 \text{ kW}}$$

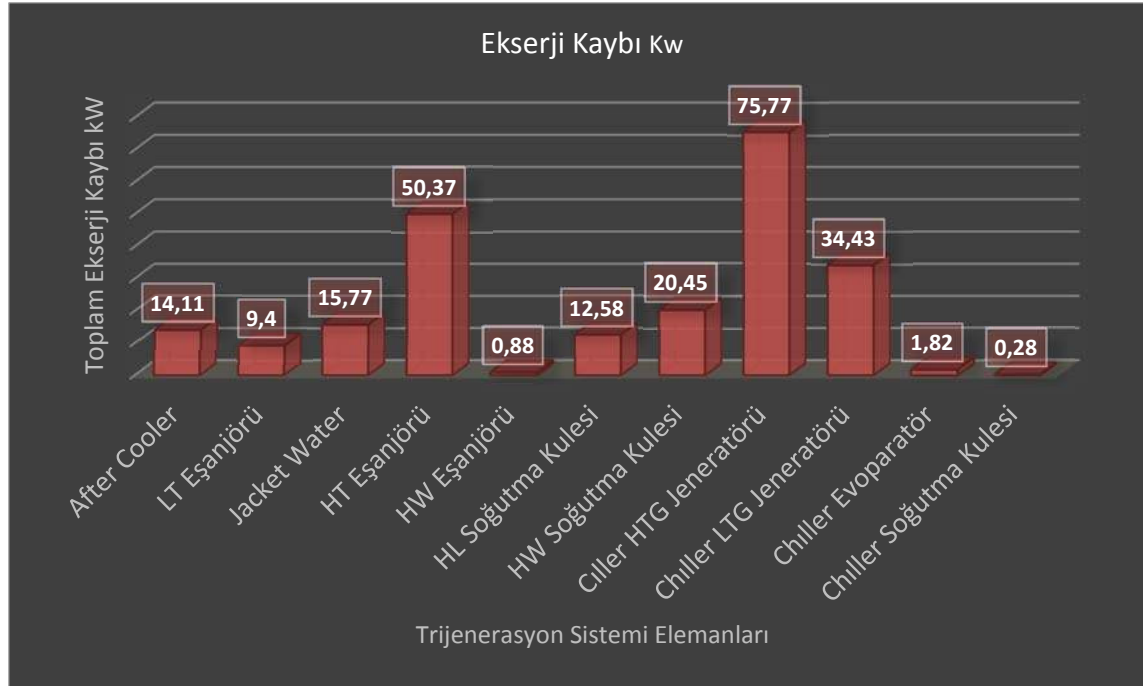
$$\eta_{II} = \%96,21$$

4.2.2.12. Trijenerasyon sisteminin toplam ekserji kaybı hesabı

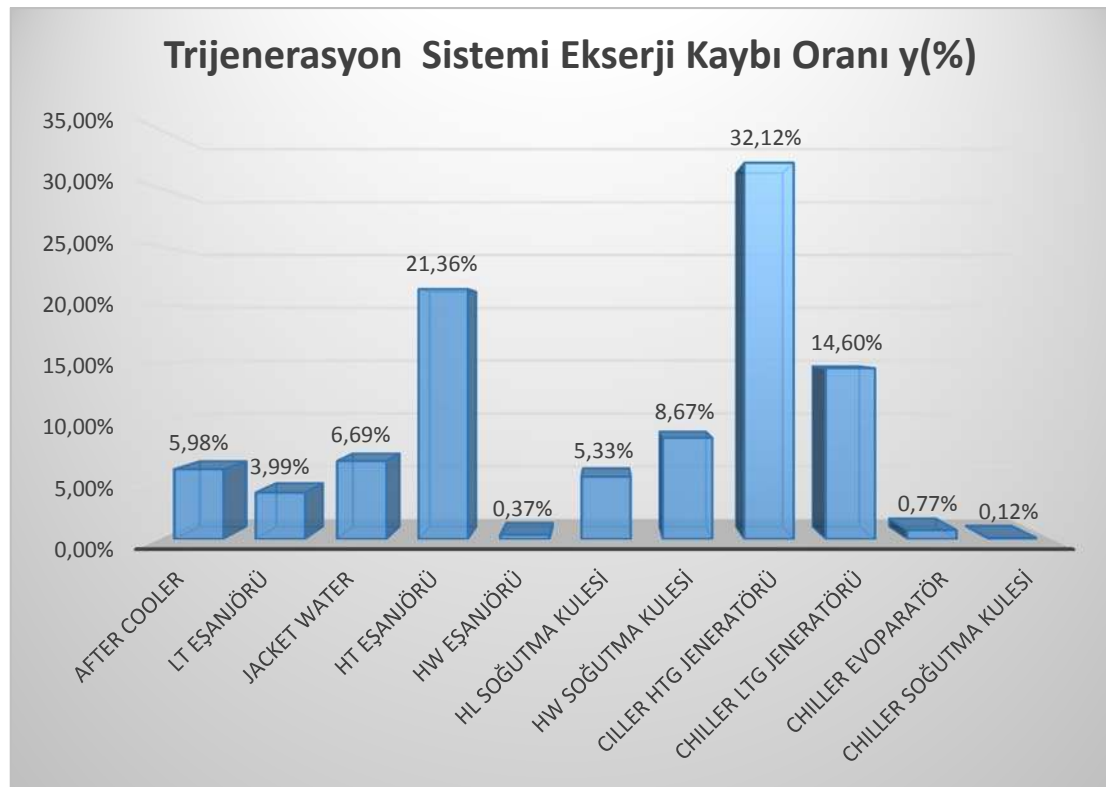
$$\begin{aligned} \Sigma \dot{E}_{ky} = & \dot{E}_{ky \text{ After Cooler}} + \dot{E}_{ky \text{ LT Eşanjörü}} + \dot{E}_{ky \text{ Jacket Waterr}} + \\ & \dot{E}_{ky \text{ HT Eşanjörü}} + \dot{E}_{ky \text{ HW Eşanjörü}} + \dot{E}_{ky \text{ HL s.kule}} + \dot{E}_{ky \text{ HW s.kul}} + \\ & \dot{E}_{ky \text{ Chiller ısı kazanı}} + \dot{E}_{ky \text{ Chiller LT Jeneratör}} + \dot{E}_{ky \text{ Chiller Evaporatör}} + \\ & \dot{E}_{ky \text{ Chiller s.kule}} \end{aligned}$$

$$\Sigma \dot{E}_{ky} = (14,11 + 9,40 + 15,77 + 50,37 + 0,88 + 12,58 + 20,45 + 75,77 + 34,43 + 1,82 + 0,28)$$

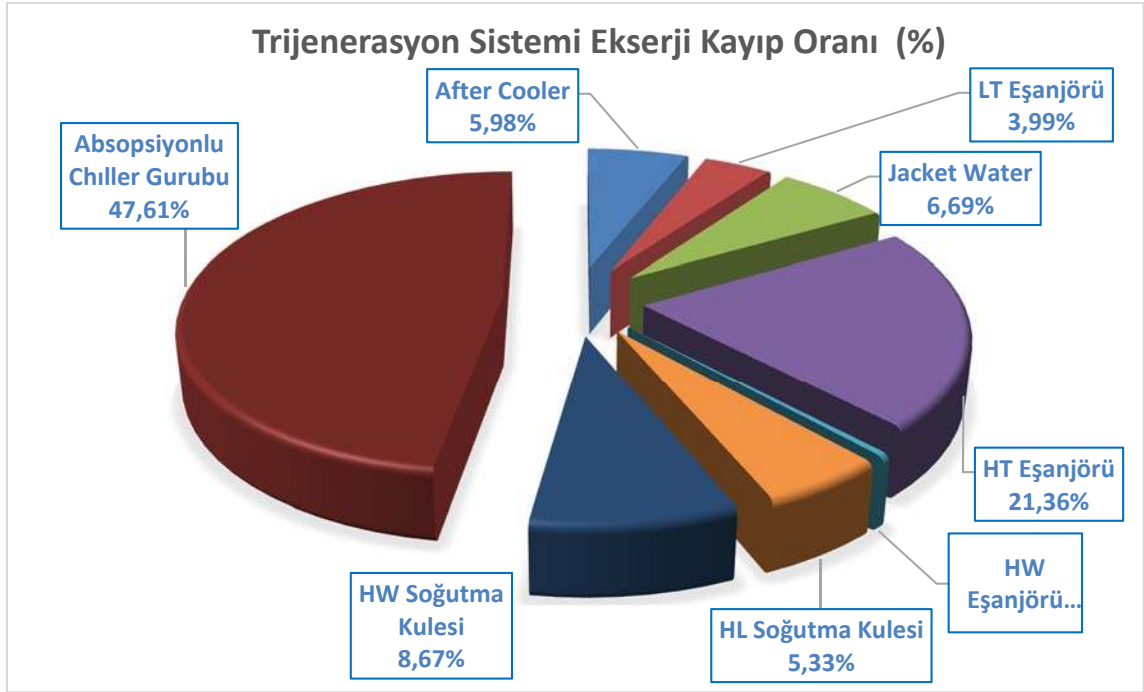
$$\Sigma \dot{E}_{ky} = 234,95 \text{ kW}$$



Şekil 4.20. Trijenerasyon sisteminki elemanların ekserji kayıp dağılımları



Şekil 4.21. Trijenerasyon sistemindeki ekipmanlar için ekserji kayıp oranları



Şekil 4.22. Trijenerasyon sisteminde incelenen ekipmanlar için genel ekserji kaybı dağılım görünümü

Sunulan grafiklerden de görüldüğü üzere sistemde en yüksek ekserji kaybının absorbsiyonlu soğutma grubu (chiller) ünitesi ile HT eşanjöründe olduğu görülmektedir. Absorbsiyonlu chiller ünitesi, sistemin toplam ekserji kaybının yaklaşık %47,61'ine, HT eşanjörünün de yaklaşık %21,6'sına sahip olduğu görülmüştür. Absorbsiyonlu soğutma grubu ünitesinin detayına inildiğinde HTG jeneratörünün ekserji kaybının toplam %32,12 gibi yüksek bir değer olduğu görülmektedir. Buradan yola çıkarak öncelikli olarak iyileştirmenin bu üniteye yapılması gerektiği anlaşılmıştır. Sistemin daha verimli ve efektif kullanılması için bu tasarıma çeşitli ekler yapılabilir. Sisteme bir buhar kazanı ve buhar türbini eklenerek ikinci bir elektrik çevrim ünitesi kurulabilir, buhar türbininden çıkan atık buhar ile de soğutma sağlanabilir. Sistem gelişmeye ve değişime açık olduğu için çeşitli ürün kombinasyonları ile optimum çözümler üretilebilir.

4.3. Trijenerasyon sisteminin maliyet analizi ve amortisman süresinin hesaplanması

Sistemin maliyet hesabı yapılırken öncelikle sistemin yıllık çalışma saatlerinin belirlenmesi gerekir. Sistem elektrik üretimi için 365 gün 24 saat esasına göre çalışmaktadır ve yılda yaklaşık 8760 saat çalışmaktadır. Sistem yılın 6 ayı boyunca günde ortalama 10 saat ısınma ihtiyacı için çalışacaktır ve bu da yaklaşık 1800 saate denk gelmektedir. Soğutma ihtiyacı için ise, yılın 3 ayı boyunca günde ortalama 10 saat çalışacaktır ve bu da yaklaşık 900 saat olarak hesaplanmıştır. Bu değerler Çizelge 6.2.'de verilmiştir.

Sistemin maliyet hesabı yapılırken ikinci önemli konu güncel enerji ücretleridir. Güncel enerji maliyetleri çizelge 6.1.'de verilmiştir.

Çizelge 4.17. Güncel enerji Maliyetleri

Güncel Enerji Maliyetleri	
Elektrik	0,40 TL/kW
Doğalgaz	1 TL/m ³

Çizelge 4.18. Trijenerasyon Sisteminin Yıllık Çalışma Süreleri

Sistemin Yıllık Çalışma Saatleri	
Elektrik için	8760 h
Isınma için	1800 h
Soğutma için	900 h

4.3.1. Trijenerasyon sistemi kurulmadan önce elektrik üretimi için ödenen toplam tutar

Şehir şebekesinden alınan elektriğin hizmet binaları için yıllık toplam maliyeti;

$$\text{Toplam elektrik ihtiyacı} = 400\text{kW} \times 8760\text{h/yıl} = 3.504.000 \text{ kWh/yıl}$$

$$= 1.401.600,00 \text{ TL/yıl}$$

4.3.2. Trijenerasyon sistemi kurulmadan önce bina ısıtması için ödenen toplam tutar

Sistemde ısınma ihtiyacı doğalgaz kazanı ile sağlanmakta olup hizmet binaları için toplam maliyeti;

$$Q = 266.600 \text{ kcal/h}$$

$$Q = V_{\text{Doğalgaz}} \cdot H_u \cdot \eta_{\text{kazan}} = 266.600 = V_{\text{Doğalgaz}} \cdot 8.250 \cdot 0,79$$

$$V_{\text{Doğalgaz}} = 41,1 \text{ Nm}^3/\text{h} = 73.980 \text{ Nm}^3/\text{yıl} = 73,980,00 \text{ TL/yıl}$$

4.3.3. Trijenerasyon sistemi kurulmadan önce bina soğutması için ödenen toplam tutar

Sistem soğutma ihtiyacı split klimalar ile sağlanmakta ve hizmet binaları için yıllık toplam maliyeti;

Toplam soğutma ihtiyacı; $190 \text{ kW} \times 900 \text{ h/yıl} = 171,000.00 \text{ kWh/yıl}$

$$= 68,400.00 \text{ TL/yıl}$$

4.3.4. Trijenerasyon sisteminin genel giderleri

Trijenerasyon sistemi için genel giderler; sistemin ihtiyaç duyulan yakıt, sistemin işletilmesi, bakım, onarım ve yedek parça giderleri ile generatörün dönmesi için gerekli iç enerji elektrik maliyetleri analiz edilerek sistemin saatlik ve yıllık bazda toplam maliyeti çizelge 6.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.19 Trijenerasyon sisteminin genel giderleri

İşletim Giderleri	Tüketim Miktarı	Tutar
Doğalgaz Yakıt Tüketim miktarı	110 m ³ /h	110 TL/h
Bakım ve Onarım ve İşletme Hizmetleri		13 TL/h
İç Güç İçin Harcanan enerji	12 kW	4.8 TL/h
Toplam		127.8 TL/h

Yıllık bazda toplam genel gider = $127,8 \text{ TL/h} \times 8760 \text{ h} = 1.119.528 \text{ TL/yıl}$ olarak bulunur.

Trijenerasyon kurulmadan önceki enerji giderleri çizelge 6.3'te, trijenerasyon sistemi kurulduktan sonra enerji giderleri çizelge 6.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.20. Trijenesayon sitemi kurulmadan önce enerji giderleri

Sistem	Yıllık çalışma süreleri	Elektriksel güç	Eski sistem için ödenen maliyet
Elektrik ihtiyacı	8760 h	400 kW	1,401,600.00 TL
Bina Isıtma ihtiyacı	1800 h	310 kW/h	73,980.00 TL
Bina Soğutma ihtiyacı	900 h	190 kW/h	68,400.00 TL
ÖDENEN TOPLAM TUTAR			1,543,980.00 TL

Çizelge 4.21. Trijenesayon sitemi kurulduktan sonra enerji giderleri

Sistem	Yıllık çalışma süresi	Elektriksel güç	Yeni sistem için ödenen maliyet
Trijenerasyon	8760 h	400 kW	1,119,528.00 TL
ÖDENEN TOPLAM TUTAR			1,119,528.00 TL

4.3.5. Yıllık bazda elde edilen tarassuf ve amortisman süresi

Yıllık toplam tasarruf miktarı = 1,543,980.00-1.119.528,00 = 424,452.00 TL

Yatırım Maliyeti: 1,370,000.00 TL

Amortisman Süresi: **3,22 yıl**

5. SONUÇ

Yapılan bu çalışma ile, geleneksek yöntemlerle ısıtma, soğutma ve elektrik ihtiyacını karşılayan bir üniversitenin hizmet binaları için, örnek olarak tasarlanan 0,4 MW gücündeki trijenerasyon sisteminin aslında günümüzde ne kadar kazançlı ve çevreci bir yatırım olduğu görülmüştür. Sistemin kurulum maliyeti başlangıçta her ne kadar yüksek gibi görünse de, yıllık yapılan tasarruflar ve amortisman süresinin kısalığı nedeni ile hem cebini hem de doğayı düşünen yatırımcıların tercih sebebi olmaya aday sistemlerdir.

Bu çalışmada öncelikle trijenerasyon sistemi için ihtiyaç duyulan ekipmanların tasarım parametreleri belirlenmiş ve bu doğrultuda örnek bir sistem modellenmiştir. Sistemin öncelikle nasıl çalışacağına dair bir akış diyagramı (P&ID: Piping and Instrument Diagram) oluşturulmuş ve ardından üç boyutlu tasarıma geçilmiştir. Üç boyutlu tasarım sadece sistemin daha net anlaşılması, ekipman yerleşimlerinin görülebilmesi ve görsel hafızada yer etmesi amacıyla oluşturulmuş ve proje firmasına sunulmuştur. Sistem modellemesi yapılırken, sistemin tahrik kaynağı olan motor seçiminin sistem parametreler üzerinde ne denli etkili olduğu görülmüştür. Yapılan piyasa ve literatür katalog bilgileri araştırmaları ile hem sisteme optimum fayda sağlayacak, hem de düşük karbon salınımı ile çevre dostu olan, 8 silindirli, 1500 devir/dk, elektrik verimi %42,3, termal verimi %45,2, toplam verimi %87,5, emisyon oranı 500mg/m³n olan, doğalgaz ve biyogaz ile çalışabilen CAT CG132-8 model numaralı sürücü seçimi yapılmıştır.

Bu çalışmada ekserji analizi yapılarak sistemin hangi bölgesinde ne denli bir kullanılabilirlik kaybı yaşandığı, ayrıca bu durumun sistemin ikinci yasa verimi üzerindeki etkisi belirlenerek, hangi ekipmanda öncelikli iyileştirme yapılması gerektiği bulunmuştur. Ekserji ve ikinci yasa verimi analizi sonucunda, sistemde maksimum ekserji kaybının, 75,77 kW ile absorpsiyonlu soğutma grubu (chiller) yüksek sıcaklık (HTG) jeneratöründe olduğu belirlenmiştir. Bu ünitenin %38,31 verimle çalıştığı da göz önüne alındığında, öncelikli iyileştirme yapılabilecek ünite olduğuna karar verilmiştir. Ardından 34,44 kW ekserji kaybı ile yüksek sıcaklık (HT) eşanjörü ve 24,45 kW ile absorpsiyonlu soğutma grubu (chiller) düşük sıcaklık jeneratörünün (LTG) geldiği görülmüştür. Bu ünitelerin verimleri her ne kadarda (HT eşanjörü) %72,96 , LT aşanjörü %84,09 yüksek gibi görünse de, HTG jeneratörü üniteye oluşan ekserji kaybının minimuma indirilmesi hususunda iyileştirme yapılması gereken bölgelerin ilk sırasında gelmektedir. Elde edilen bu değerler ile HTG jeneratöründe toplam ekserji kaybının yaklaşık %32,12'si, HT eşanjöründe %21,36'sı ve LTG jeneratöründe ise %14,60'ı olduğu saptanmıştır. Bu bağlamda sistemde oluşan ekserji kayıplarının minimuma indirilmesi ve atık ısılarda maksimum faydanın sağlanabilmesi için baca gazı çıkışına bir atık ısı kazanı ilavesi yapılabilir. Böylece 447 °C'deki baca gazının ısı enerjisinden daha fazla yararlanılıp ısıtma suyu eldesi bu ünite ile sağlanabilir. Ek olarak sistemin baca gazı çıkışına bir ekonomizör eklenerek 150 °C'deki atık baca gazından bir miktar daha ısı enerjisi çekilerek sistem veriminde artış sağlanabilir.

Sistem üzerinde yapılan maliyet analizi ve fizibilite çalışması ile sistemin kurmaya ve işletmeye değer bir tesis olup olmayacağı irdelenmiş ve ilk yatırım maliyetleri, enerji

giderleri, gibi parametreler karşılaştırılarak yıllık %26,5 enerji tasarrufu ile yaklaşık 3,22 yılda kendini amorti etmesi sistemin kurulumunu cazip hale getirmiştir.

Yapılan bu çalışma, yakın gelecekte, ısıtma, soğutma ve elektrik ihtiyaçlarının karşılanmasında trijenerasyon sistemlerinin kullanılmasının ülkemiz enerji kaynaklarının korunması ve sürdürülebilir çevrenin temini açısından büyük önem taşıyacağını göstermektedir.

6. KAYNAKLAR

- BALLI, Ö. 2008. Kojenerasyon Sistemlerinin Enerji, Kullanabilirlik (Ekserji) ve Ekserjiekonomik Analiz Yöntemleri Kullanılarak Performansının Değerlendirilmesi. Doktora Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 182 s.
- BALLI, Ö. ARAS and H. HEPBAŞLI, A. 2010. Thermodynamic and Thermo-economic Analyses of a Trigeneration System with a Gas – Diesel Engine Part II – An Application. *Energy Conversion and Management*, 51: 2260-2271.
- BALLI, Ö. ARAS, H. and HEPBAŞLI, A. 2010. Thermodynamic and Thermo-economic Analyses of a Trigeneration System with a Gas – Diesel Engine: Part I – Methodology. *Energy Conversion and Management*, 51: 2252-2259.
- BAYRAK, M. and GÜNGÖR, A. 2011. Fossil Fuel Sustainability: Exergy Assessment of a Cogeneration System, *International Journal of Energy Research*.
- BENELMİR, B. and Feidt M, 1998a. Energy Cogeneration Systems and Energy Management Strategy, *Energy Conversion and Management*, 39:1791-1802.
- BENELMİR, B. and Feidt M, 1998b. Combined Heat and Power Systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, 29:479-485.
- ÇENGEL, Y. ve BOLES, M.A. 1994. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- ÇENGEL, Y. ve BOLES, M.A. 1999. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yayıncılık, İstanbul, 867 s.
- ÇETİN, B. 2005. Çok Amaçlı Enerji Üretim Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu. Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 143 s.
- ÇETİN, B. 2005. The Effect of Gas Turbine Design Parameters on Cost of Electricity for Combined Cycle Systems. *Journal of Engineering and Natural Sciences*, 3:34-48.
- ÇETİN, B. 2006. Gaz Türbinlerinin Optimal Performans Analizi. *Doğuş Üniversitesi Dergisi*, 7(1):59-71.
- ELHANAN, A.E. and DERBENTLİ, T. 2007. Gaz Türbinli Kojenerasyonla Elektrik Üretimi ve Soğutma. *İstanbul Teknik Üniversitesi Dergisi*, 6(5-6):47-58.
- ERDEM, H.H. 2002. Türkiye’de Alternatif Santral Kapasitelerinin ve Bölgelere Göre Dağılımlarının Optimizasyonu, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- GÜNGÖR, A. and BAYRAK, M. 2013. In View of Sustainable Future Energetic-Exergetic and Economic Analysis of a Natural Gas Cogeneration Plant, *International Journal of Exergy*, 12:109-118.
- GÜNGÖR, A. and YILDIRIM, U. 2012. An Application of Exergoeconomic Analysis for a Chp System, *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 42:250-256.
- İNALLI, M., YÜCEL, H.L. ve IŞIK, E. 2002. Kojenerasyon Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Uygulanabilirliği. *Mühendislik ve Makine Dergisi*, 43(506):3844.
- KAKİLLİ, A. 2003. Doğalgaz Kombine Çevrim Santrallerinin, Diğer Elektrik Üretim Merkezleriyle Çevre Kriterlerine Göre Karşılaştırılması. *Electrotech*, ss.120-126, İstanbul.
- MİSRA, R.D. SAHOO, P.K. and GUPTA, A. 2006. Thermoeconomic Evaluation and Optimization of an Aqua-Ammonia Vapour-Absorption Refrigeration System, *International Journal of Refrigeration*, 29:47-59.
- SEVİLGİN, S.H. 2002. Enerji Üretim Sistemlerinin Eksergoekonomik Analizi, Doktora Tezi, İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- SİLVERİA, J.L. and TUNA, C.E. 2003. Thermoeconomic Analysis Method for Optimization of Combined Heat and Power Systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, 29:479-485.
- YÖRÜ, Y. 2008. Kojenerasyon Sistemlerinde Yapay Sinir Ağları Uygulaması ve Ekserji Analizi. Doktora Tezi, Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 156 s.

7. EKLER

Ek :1 Cat CG 132-8 Gaz Jeneratörü Kataloğu ve Teknik Datasheet Bilgileri



Şekil 7.1. Cat CG 132-8 Gaz jeneratörü

50 Hz PRODUCT PERFORMANCE

ENGINE TYPE	UNITS	CG132-8		CG132-12		CG132-16	
Bore/stroke	mm in	132/160	5.2/6.3	132/160	5.2/6.3	132/160	5.2/6.3
Displacement	l in ³	17.5	1068	26.3	1605	35	2136
Speed	rpm	1500		1500		1500	
Mean piston speed	m/s ft/s	8	26	8	26	8	26
Length ¹⁾	mm in	3,090	122	3,690	145	4,060	160
Width ¹⁾	mm in	1,490	59	1,490	59	1,490	59
Height ¹⁾	mm in	2,190	86	2,160	85	2,110	83
Dry weight genset	kg lb	4,880	10,760	6,090	13,428	6,960	15,347

NATURAL GAS

ENGINE TYPE	UNITS	CG132-8		CG132-12		CG132-16	
Electrical power ²⁾	kW _e	400		600		800	
Mean effective pressure	bar psi	19.0	276	18.9	274	18.9	274
Thermal output (+/-8 %) ³⁾	kW Btu/m	428	24362	654	37225	856	48723
Electrical efficiency ²⁾	%	42.3		42.0		42.4	
Thermal efficiency ³⁾	%	45.2		45.9		45.3	
Total efficiency	%	87.5		87.9		87.7	

$\text{NO}_x \leq 500 \text{ mg/m}_a^3, 1 \text{ g/bhp-h}$

BIOGAS

ENGINE TYPE	UNITS	CG132-8		CG132-12		CG132-16	
Electrical power ²⁾	kW _e	400		600		800	
Mean effective pressure	bar psi	19.0	276	19.0	274	18.9	274
Thermal output (+/-8%) ³⁾	kW Btu/m	398	22654	608	34607	810	46105
Electrical efficiency ²⁾	%	42.8		42.7		42.8	
Thermal efficiency ³⁾	%	42.1		42.3		42.3	
Total efficiency	%	84.9		85.0		85.1	

$\text{NO}_x \leq 500 \text{ mg/m}_a^3, 1 \text{ g/bhp-h}$

1) Transport dimensions of genset. Components set up separately must be separately taken into account.
2) According to ISO 3046/1 at voltage = 400V, PF=1.0 at 50Hz, and a methane number of MN70 for natural gas, MN 130 for biogas.
3) Exhaust gas cooled to 120° C with natural gas and 150° C with biogas, plus engine jacket water heat.

NOx emissions as NO₂ dry exhaust gas @ 5% O₂

Biogas fuels assumed to meet published engine-in contaminant limits with compositions:

Sewage gas (65 % CH₄ / 35 % CO₂)

Biogas (60 % CH₄ / 32 % CO₂, rest N₂)

Landfill gas (50 % CH₄ / 27 % CO₂, rest N₂)

Minimum heating value (LHV) = 18.0 MJ/m³ or 457 Btu/scf.

Specifications for special gases available.

Engine configuration with dry exhaust manifolds.

Data is representative and non-binding. Contact your Caterpillar dealer for site and fuel specific performance.

Şekil 7.2. Cat CG 132-8 Gaz jeneratörü teknik katalog bilgileri

Cat CG132-08 B-50-00400-M-X_e

Technical data 400 kWel; 400 V, 50 Hz; Acc. to gas analysis

Design conditions			Fuel gas data:		
Comb. air temperature / rel. Humidity:	[°C / %]	25 / 60	Methane number:	[-]	134
Altitude:	[m]	100	Lower calorific value:	[kW/h/m ³]	5,98
Exhaust temp. after heat exchanger:	[°C]	180	Gas density:	[kg/m ³]	1,16
NO _x Emission (tolerance - 8%):	[mg/m ³]	500	Acc. to gas analysis		
Genset:			Analysis: CO ₂	[Vol%]	32
Engine:	CG132-08		N ₂	[Vol%]	8
Speed:	[1/min]	1500	O ₂	[Vol%]	0
Configuration / number of cylinders:	[-]	V / 08	H ₂	[Vol%]	0
Bore / Stroke / Displacement:	[mm / mm / dm ³]	132 / 160 / 17,5	CO	[Vol%]	0
Compression ratio:	[-]	15	CH ₄	[Vol%]	60
Mean piston speed:	[m/s]	8	C ₂ H ₆	[Vol%]	0
Mean lube oil consumption at full load:	[g/kWh]	0,2	C ₃ H ₈	[Vol%]	0
Engine-management-system:	[-]	TEM EVO	C ₄ H ₁₀	[Vol%]	0
			C ₂ H ₄	[Vol%]	0
			H ₂ S	[Vol%]	0
Generator:			Marelli MJB 355 MB4		
Voltage / voltage range / frequency:	[V / % / Hz]	400 / ±5 / 50			
Speed:	[1/min]	1500			

Energy balance					
Load:	[%]	100	75	50	
Electrical power COP acc. ISO 8528-1:	[kW]	400	300	200	
Generator efficiency with cos Phi = 1 / ind	[%]	96,6	96,4	95,7	
Engine power acc. ISO 3046-1:	[kW]	414	311	209	
Engine jacket water heat:	[kW ±8%]	200	149	113	
Intercooler LT heat:	[kW ±8%]	30	19	13	
Lube oil heat:	[kW ±8%]				
Exhaust heat with temp. after heat exchanger:	[kW ±8%]	175	157	119	
Exhaust temperature:	[°C]	442	487	512	
Exhaust mass flow, wet:	[kg/h]	2158	1648	1145	
Combustion mass air flow - ISO 3046/1:	[kg/h]	1976	1507	1045	
Radiation heat engine / generator:	[kW ±8%]	18 / 14	15 / 11	11 / 9	
Fuel consumption:	[kW +5%]	935	727	517	
electrical / mechanical / thermal efficiency:	[%]	42,8 / 44,3 / 40,1	41,3 / 42,8 / 42,2	38,7 / 40,4 / 44,8	
Total efficiency:	[%]	82,9	83,5	83,5	
System parameters ¹⁾					
Ventilation air flow (comb. air incl.) with ΔT = 15 K	[kg/h]	12000			
Combustion air temperature minimum / design:	[°C]	20 / 25			
Exhaust back pressure from / to:	[mbar]	30 / 50			
Maximum pressure loss in front of air cleaner:	[mbar]	5			
Zero-pressure gas control unit selectable from / to: ²⁾	[mbar]	20 / 300			
Pre-pressure gas control unit selectable from / to: ²⁾	[bar]	0,5 / 10			
Starter battery 24V, capacity required:	[Ah]	143			
Starter motor:	[kWel. / VDC]	5,4 / 24			
Lube oil content engine / base frame:	[dm ³]	70 / -			
Dry weight engine / genset:	[kg]	2080 / 4890			
Cooling system					
Glycol content engine jacket water / intercooler:	[% Vol.]	0 / 35			
Water volume engine jacket / intercooler:	[dm ³]	28 / 5			
KVS / Cv value engine jacket water / intercooler:	[m ³ /h]	37 / 10			
Jacket water coolant temperature in / out:	[°C]	78 / 88			
Intercooler coolant temperature in / out:	[°C]	40 / 44			
Engine jacket water flow rate from / to:	[m ³ /h]	14 / 25			
Water flow rate engine jacket water / intercooler:	[m ³ /h]	18 / 8			
Water pressure loss engine jacket water / intercooler:	[bar]	0,2 / 0,6			

1) See also "Layout of power plants".

2) See also Techn. Circular 0199-99-3017

Engine noise level	Octave band centre frequency								Sum level (distance 1 meter)
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Exhaust noise [dB(A)]	108	125	123	116	114	112	107	103	120 (±2,5 dB(A))
Air-borne noise [dB(A)]	85	85	91	93	87	88	92	91	97 (±1,0 dB(A))

MWM_PwrC_1.15_Dr0

Subject to technical changes

, z701701, 25.1

Şekil 7.3. Cat CG 132-8 Gaz jeneratörü teknik datasheet bilgileri

Ek : 2 Broad BEH 30 Paket Tip Absorpsiyonlu Soğutma Grubu Kataloğu ve Teknik Bilgileri

10

Performance curves

the same as packaged direct fired chiller. Please refer to the page 5 for details.

COP

Rated COP:1.41			
IPLV COP:1.62			
Load	COP	Factor	Result
A 100%	1.410	0.01	0.014
B 75%	1.627	0.42	0.683
C 50%	1.679	0.45	0.756
D 25%	1.356	0.12	0.163

Note:The integrated part load value (IPLV)reflects chiller's actual COP in operation.

Operating Noise dB(A)

Model BYS	20~50	75~200	≥250
STEAM CHILLER	≤52	≤53	≤53
PUMP SET	≤57	≤57	≤59
COOLING TOWER	≤62	≤64	≤66

Nomenclature

BY	S	100	X	0.8
				steam inlet pressure:0.8 MPa
				BROAD non-electric chiller design
				code (X indicates Roman number 10)
				Cooling capacity: 104kcal/h
				Chiller type: S (steam type)
				Product: BY-BROAD packaged

Model selection and ordering

Steam confirmation

Please specify saturated steam pressure and temperature. The temperature of overheated steam should be ≤180°C(except special order)

Other factors

Load selection, quantity selection, flow rate assurance, pressure requirement, separate shipment, control model, machine room addressing, order period, order prices, and maintenance is the same as packaged direct fired chiller. Please refer to the page 6 for details.



Şekil 7.4. Broad paket tip absorpsiyonlu chiller kataloğu

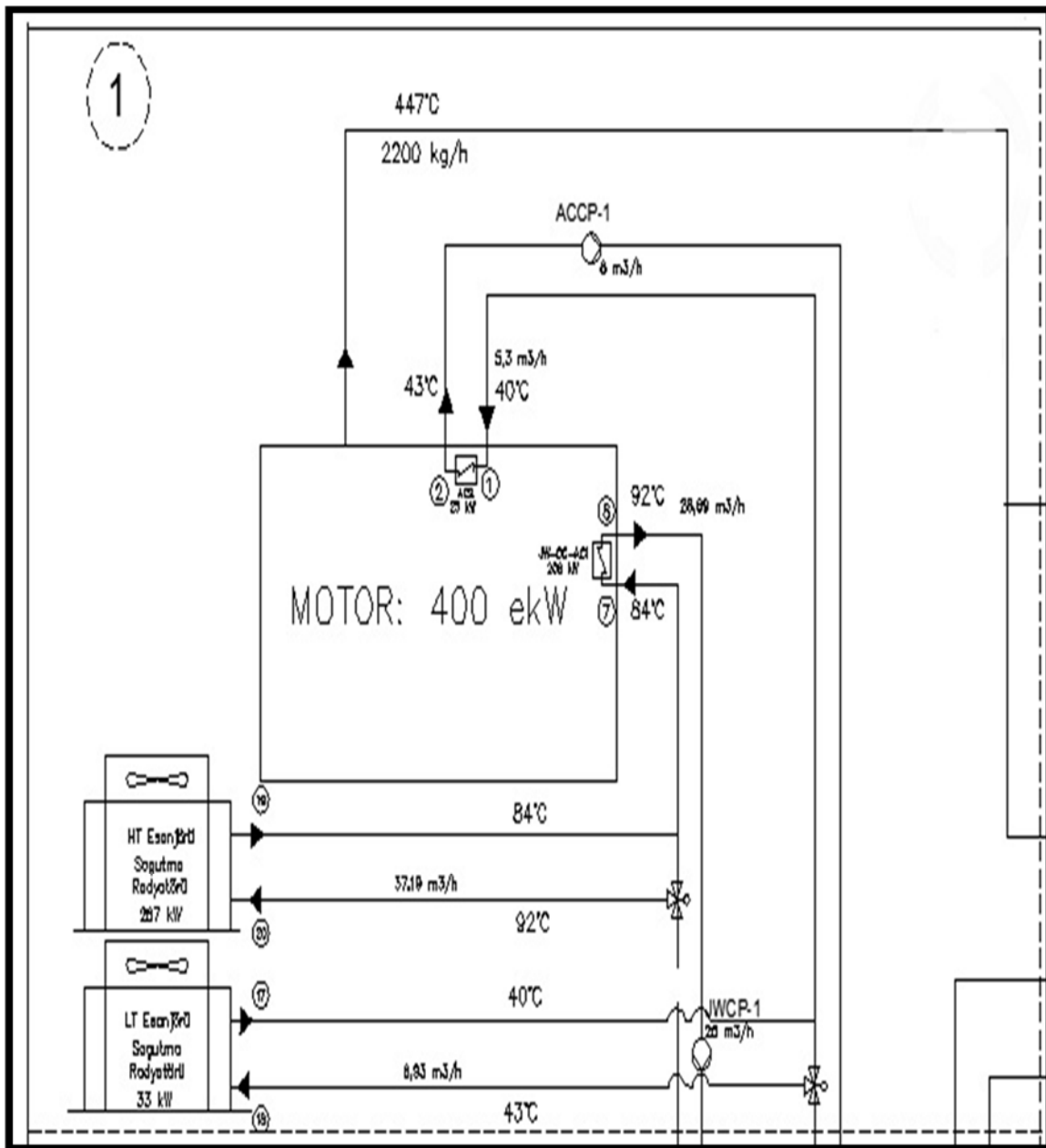
13

packaged waste heat chiller/heater (multi-energy chiller/heater)
 Performance data and price (1) gas (oil) and waste heat hybrid (multi-energy chiller)
 (pump set, cooling tower, machine room's data and price as the same as DFA)

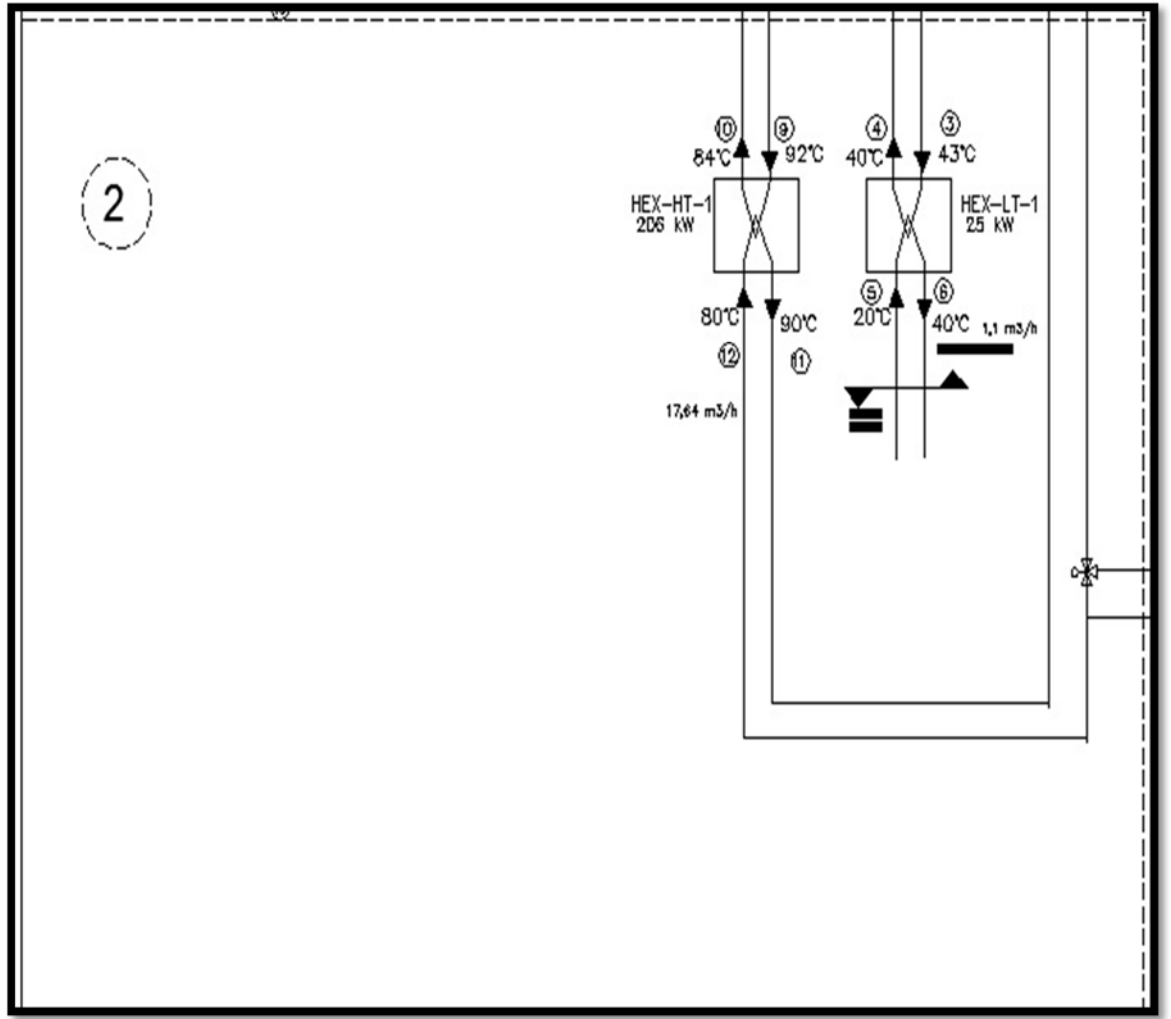
code	model	available heat			chilled w.		heating water		hot water		cooling W.	
		cooling	heating	hot water	flowrate	pressure drop	flowrate	pressure drop	flowrate	pressure drop	flowrate	pressure drop
		kW	kW	kW	m ³ /h	kPa	m ³ /h	kPa	m ³ /h	kPa	m ³ /h	kPa
packaged exhaust + direct fired chiller BZE exhaust 500°C gas oil	20	233	179	80	28.5	30	15.3	20	3.4	20	48.8	50
	50	582	449	200	71.3	30	38.5	20	8.6	20	122	50
	75	872	672	300	107	30	57.6	20	12.9	20	183	50
	100	1163	897	400	142	30	76.9	20	17.1	20	244	50
	125	1454	1121	500	178	30	96.1	20	21.4	20	305	50
	150	1745	1349	600	214	40	116	20	25.7	20	366	50
	200	2326	1791	800	285	40	154	30	34.3	30	488	50
	250	2908	2245	1000	356	50	192	30	42.9	30	610	60
	300	3489	2687	1200	427	50	230	40	51.4	40	733	60
	400	4652	3582	1600	570	50	307	40	68.6	40	977	60
	500	5815	4489	/	712	60	385	50	/	/	1221	70
	600	6978	5385	/	854	60	462	50	/	/	1465	70
	800	9304	7176	/	1139	60	615	60	/	/	1953	70
	1000	11630	8967	/	1429	60	769	60	/	/	2442	70
hot W. + exhaust chiller BHE exhaust 500°C hot W.98°C	20	233	136	80	28.5	30	11.6	15	3.4	20	48.8	50
	50	582	341	200	71.3	30	29.3	15	8.6	20	122	50
	75	872	511	300	107	30	43.8	15	12.9	20	183	50
	100	1163	682	400	142	30	58.4	15	17.1	20	244	50
	125	1454	852	500	178	30	73.0	15	21.4	20	305	50
	150	1745	1025	600	214	40	88.2	15	25.7	20	366	50
	200	2326	1361	800	285	40	117	25	34.3	30	488	50
	250	2908	1706	1000	356	50	146	25	42.9	30	610	60
	300	3489	2042	1200	427	50	175	35	51.4	40	733	60
	400	4652	2722	1600	570	50	233	35	68.6	40	977	60
	500	5815	3412	/	712	60	293	45	/	/	1221	70
	600	6978	4093	/	854	60	351	45	/	/	1465	70
	800	9304	5454	/	1139	60	467	55	/	/	1953	70
	1000	11630	6815	/	1429	60	584	55	/	/	2442	70
packaged hot W. + exhaust+ direct fired chiller BZHE exhaust 500°C hot W.98°C	20	233	179	80	28.5	30	15.3	20	3.4	20	48.8	50
	50	582	449	200	71.3	30	38.5	20	8.6	20	122	50
	75	872	672	300	107	30	57.6	20	12.9	20	183	50
	100	1163	897	400	142	30	76.9	20	17.1	20	244	50
	125	1454	1121	500	178	30	96.1	20	21.4	20	305	50
	150	1745	1349	600	214	40	116	20	25.7	20	366	50
	200	2326	1791	800	285	40	154	30	34.3	30	488	50
	250	2908	2245	1000	356	50	192	30	42.9	30	610	60
	300	3489	2687	1200	427	50	230	40	51.4	40	733	60
	400	4652	3582	1600	570	50	307	40	68.6	40	977	60
	500	5815	4489	/	712	60	385	50	/	/	1221	70
	600	6978	5385	/	854	60	462	50	/	/	1465	70
	800	9304	7176	/	1139	60	615	60	/	/	1953	70
	1000	11630	8967	/	1429	60	769	60	/	/	2442	70

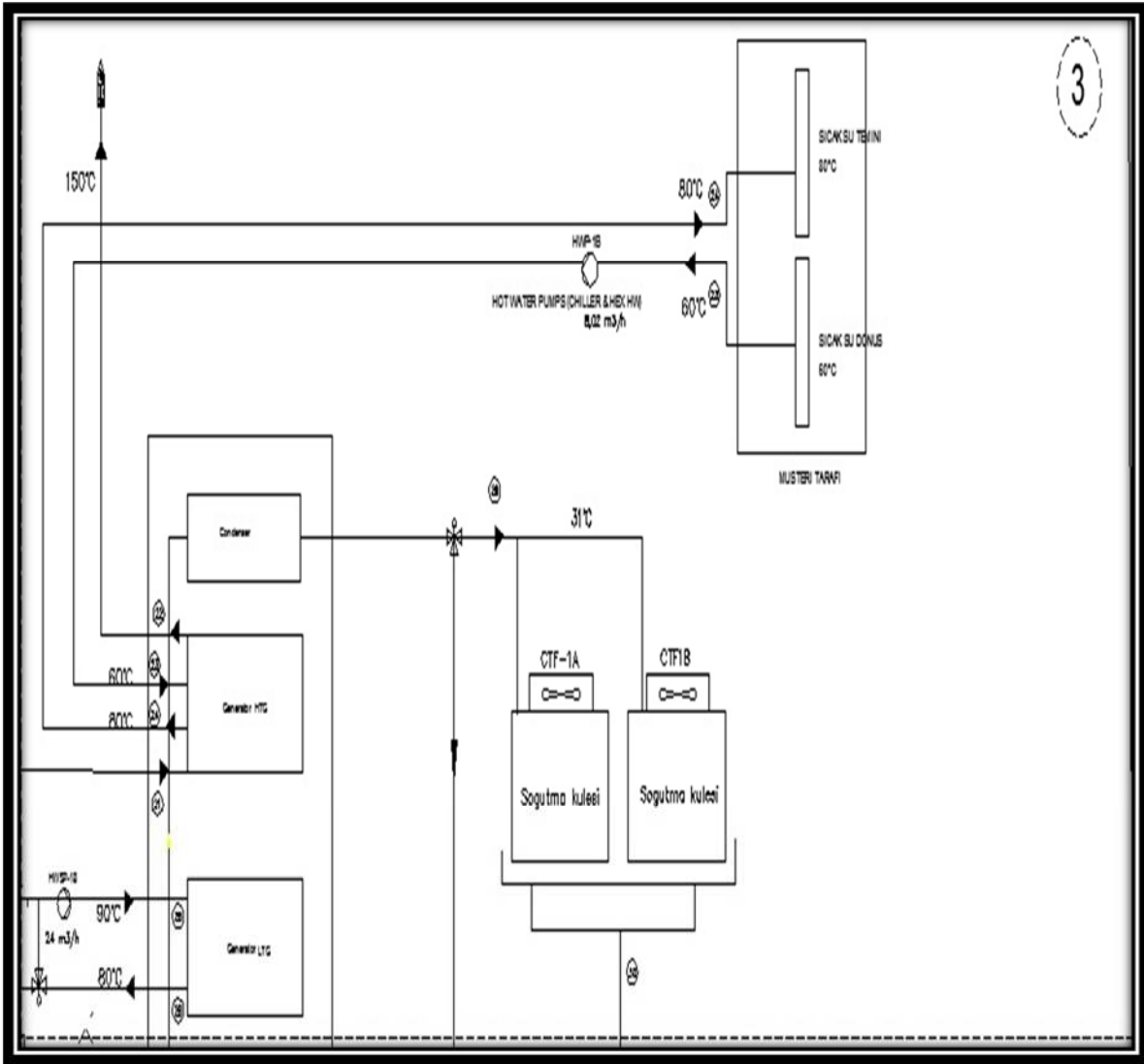
Şekil 7.5. Broad BHE 30 paket tip absorpsiyonlu chiller kataloğu

Ek : 3 Tasarlanan Trijenerasyon Sisteminin Akım Şeması Detay Resimleri

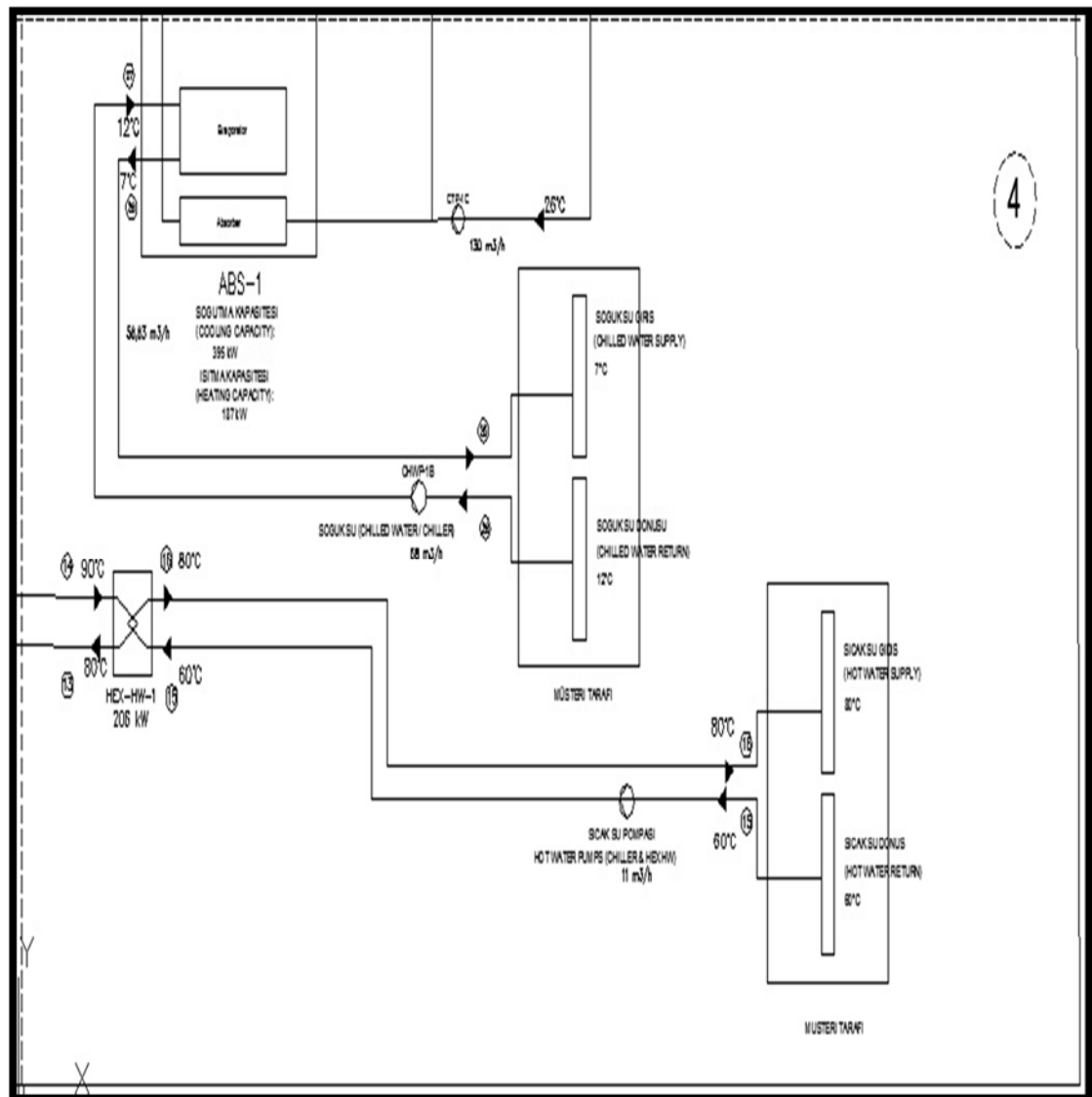


Şekil 7.6. Trijenerasyon sistemi akım şeması detay-1





Şekil 7.8. Trijenerasyon sistemi akım şeması detay-3



Şekil 7.9. Trijenerasyon sistemi akım şeması detay-4

ÖZGEÇMİŞ



Ercan YAZMAN 1989 yılında Çorum’da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Kırıkkale’de tamamladı. 2008 yılında girdiği Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden 2013 yılında Makine Mühendisi olarak mezun oldu. Temmuz 2013’te Fener Mekanik Elektrik. İnş. Turizm. Ltd. Şti’de başladığı aktif meslek hayatına proje yöneticisi olarak devam etmektedir. Eylül 2013’te Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği, Enerji Anabilim Dalı’nda başladığı yüksek lisans eğitimine halen devam etmekte.