T.C.
TRAKYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜ

# KOMBİNE ÇEVRİMLİ BİR GÜÇ SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN YAPILMASI

FATİH KARAGÖZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI: Yrd. Doç.Dr.Oktay HACIHAFIZOĞLU

2011
EDİRNE

T.C.
TRAKYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜ

# KOMBİNE ÇEVRİMLİ BİR GÜÇ SANTRALİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİNİN YAPILMASI

FATİH KARAGÖZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

Bu Tez 04/05/2011 Tarihinde Aşağıdaki Jüri Tarafından Kabul Edilmiştir.

| Yrd.Doç.Dr. Oktay HACIHAFIZOĞLU | Doç.Dr. Kamil KAHVECİ | Yrd.Doç.Dr. Sami BULUT |
|---|---|---|
| Danışman | Üye | Üye |

# ÖNSÖZ

Bu çalışmada Kırklareli Kofçaz yolu üzerinde bulunan 82 MW'lık elektrik enerjisi üretimine sahip doğal gazlı kombine çevrim güç santraline ait gerçek işletme verileri kullanılarak, enerji ve ekserji analizleri hesaplanmıştır. Santralde her ünitenin giriş ve çıkış noktalarındaki enerji ve ekserji değerleri belirlenmiş ve bu değerler dikkate alınarak kayıp enerji ve ekserji miktarları hesaplanmıştır.

Bu çalışmanın hazırlanması esnasında desteğini esirgemeyen tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Oktay HACIHAFIZOĞLU' na, yardımlarından dolayı Santral Müdürü Arif Nezih YILMAZ' a, Makine Mühendisi Sercan GÜMÜŞ' e, Elektrik Mühendisi Nejdet KARATAŞ' a teşekkürü borç bilirim. Ayrıca eğitim hayatım boyunca, bilgileriyle bana yol gösteren tüm değerli hocalarıma ve beni her zaman destekleyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

Fatih KARAGÖZ

# ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Kombine Çevrimli Bir Güç Santralinin Enerji ve Ekserji Analizinin Yapılması

Trakya Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Bu çalışmada, 82 MW'lık elektrik enerjisi üretimine sahip doğal gazlı kombine çevrim güç santraline ait gerçek işletme verileri kullanılarak, enerji ve ekserji analizleri hesaplanmıştır. Santralde 30 MW'lık 2 gaz türbini ünitesi ve 22 MW'lık bir buhar türbini ünitesi bulunmaktadır. Santralde her ünitenin giriş ve çıkış noktalarındaki enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Bu değerler dikkate alınarak kayıp enerji ve ekserji miktarları belirlenmiştir. Enerji analizi sonuçları incelendiğinde en büyük enerji kaybının %50.17 ile bacada ve %39.67 ile hava soğutmalı kondenserde meydana geldiği görülmektedir. Ekserji analizi sonuçları incelendiğinde en büyük ekserji kaybının % 48.43 ile yanma odasında ve %37.33 ile gaz türbininde meydana geldiği belirlenmiştir. Santralin ısıl ve ekserji verimleri sırasıyla $\eta_t$ =%49, $\eta_{ex}$ =%47 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak ekserji kayıplarının akış, yanma ve baca gazlarından kaynaklandığı söylenebilir. Bu nedenle iyileştirme çalışmaları yanma odası, baca, buhar türbini ve kondenser ünitelerinde yapılmalıdır.

2011, 69 Sayfa.

**Anahtar Kelimeler:** Kombine çevrimli güç santrali, enerji-ekserji analizi, ısıl verim, ekserji verimi.

# ABSTRACT

Master of Science Thesis

Investigation of Energy And Exergy Analysis of Combined Cycle Power Plant

Trakya University

Institute of Science

Main Department of Mechanical Engineering

In this study, the energy and exergy analysis were carried out using the actual operating parameters of a combined cycle power plant of 82 MW using natural gas. The power plant had two gas turbine units of 30 MW and a steam turbine units of 22 MW. Based on the energy and exergy fluxes at the inlet and the exit of the devices in the power plant energy and exergy losses were determined. The energy analysis results show that the highest energy losses occurred in the chimney and the air-cooled condenser were 50.17% and 39.67%, respectively. The exergy analysis results show that the highest exergy losses occurred in the combustion chamber with 48.43% and the gas turbine with 37.33%. Thermal and exergy efficiencies of the combined cycle power plant were determined as $\eta_t$ =%49 and $\eta_{ex}$ =%47, respectively. Results suggest that exergy losses results from the flow, the combustion and the flue gases. Therefore, improvements must be done on the combustion chamber, steam turbine and condenser units.

2011, 69 sheet.

**Key words:** Combined cycle power plant, energy and exergy analysis, thermal efficiency, exergy efficiency

# İÇİNDEKİLER


| | Sayfa No |
|---|---|
| ÖNSÖZ | i |
| ÖZET | ii |
| ABSTRACT | iii |
| İÇİNDEKİLER | iv |
| SEMBOLLERLİSTESİ | vii |
| KISALTMALAR LİSTESİ | iv |
| ŞEKİL LİSTESİ | x |
| TABLO LİSTESİ | xi |
| 1GİRİŞ | 1 |
| 2. LİTERATÜR TARAMASI | 3 |
| 3. KOMBİNE ÇEVRİM | 8 |
| 3.1.Kombine Çevrimin Tanımlanması | 8 |
| 3.1.1.Kombine Çevrimin Avantajları | 9 |
| 3.2. Güç Üretiminde Kullanılan Kombine Çevrimli Santraller | 10 |
| 3.3.Kombine Çevrim Santral Çeşitleri | 13 |
| 3.3.l. İlave Yanmasız Kombine Çevrimler | 13 |
| 3.3.1.1. Buhar Türbinlerine Gaz Türbini İlavesi İle Güç ve Verim Artırımı | 13 |
| 3.3.1.2. Gaz Türbinlerinde Buhar Türbini İlavesi İle Güç ve Verim Artırımı | 14 |
| 3.3.2. Tam Yanmalı Kombine Çevrim Santralleri | 14 |
| 3.3.3. Paralel-Güç Üniteli Kombine Çevrim Santralleri | 15 |
| 4. KOMBİNE ÇEVRİM SANTRALİ ELEMANLARI | 16 |
| 4.1. Doğalgaz Basınç Düşürme İstasyonları(RMS) | 16 |
| 4.2.Gaz Türbinleri | 17 |
| 4.2.1. Gaz Türbinlerinin Temel Parçaları | 18 |
| 4.2.1.1. Kompresörler | 18 |
| 4.2.1.2. Yanma Odası | 19 |
| 4.2.1.3. Türbinler | 19 |

4.2.1.4. Genaratör 20
4.2.1.5. Yardımcı Elemanlar 20
4.2.2. Gaz türbinin özelliklerinden bazıları 20
4.3. Buhar Türbini 21
4.4. Atık Isı Kazanları 23
4.4.1. Isı Geri Kazanım Buhar Üreteci (HRSG) 23
4.4.2. Bir Geçişli Buhar Üreteci (OTSG) 23
4.4.2.1. OTSG' nin Çalışması 24
4.5. Condensat Sistemi 25
4.6. SJAE (Steam Jet Air Ejektör) 25
4.7. GSC (Glant Steam Condenser) 26
4.8. Su Arıtma Ünitesi 26
4.9. Genaratör 29
5.YANMA ODALARI VE TASARIMLARI 31
5.1. Yanma Odası İçin Gerekli Özellikler 32
5.2. Yanma Odası Yapısı 33
5.3. Yanma Odası Kompenentleri 33
5.4. Yanma İşlemi 34
5.5. Yanma Odası Tipleri 35
5.5.1. Can(Odacık) Tip Yanma Odası 35
5.5.2. Can/Annular Tip Yanma Odası 36
5.5.3. Annular (Kovan) Tip Yanma Odası 36
6. EKSERJİ ANALİZİ 38
6.1. Ekserjinin Tanımı 38
6.2. Ekserjinin Önemli Boyutları 38
6.3. Ekserjinin Önemi 39
6.4. Enerji ve Ekserji 39
6.5.1. Fiziksel Ekserji 42
6.5.1.1. Kapalı Sistemlerde Ekserji Dengesi 43
6.5.1.2. Açık Sistemlerde Ekserji Dengesi 45
6.5.2. Kimyasal Ekserji 47
6.5.3. Ekserji Verimi 49

6.5.4. Enerji Üretim Tesis Komponentlerinin Ekserji Analizi 50
6.5.4.1. Kompresör, Pompa ve Fan 50
6.5.4.2. Türbin 51
6.5.4.3. Isı Değiştiricisi 52
6.5.4.4. Atık Isı Kazanı 53
7. SANTRAL TANITIMI 55
8. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME 58
KAYNAKLAR 66
ÖZGEÇMİŞ 69

# SEMBOLLER LİSTESİ

| | |
|---|---|
| $\dot{E}$ | :Ekserji, kW |
| $\dot{E}_q$ | : Isıl Transferinden Kaynaklanan Ekserji, kW |
| $\dot{E}_w$ | : İş Transferinden Kaynaklanan Ekserji, kW |
| $\dot{E}_D$ | : Ekserji Bozunumu, kW |
| $\dot{E}_L$ | : Ekserji Kaybı, kW |
| $E_P$ | : Potansiyel Ekserji, kW |
| $E_K$ | : Kinetik Enerji, kJ/kg |
| $E_{CH}$ | : Kimyasal Ekserji, kW |
| $E_{PH}$ | : Fiziksel Ekserji, kW |
| $\dot{E}_g$ | : Giren Enerji, kJ/kg |
| $\dot{E}_ç$ | : Çıkan Enerji, kJ/kg |
| V | : Hız, m/s |
| v | : Hacim, m³ |
| z | : Yükseklik, m |
| g | : Yerçekimi İvmesi, m/s² |
| u | : Özgül iç Enerji, kJ/kg |
| s | : Entropi, kJ/kgK |
| $S_{ÜR}$ | : Sistemdeki Üretilen Entropi, kJ/kgK |
| P | : Basınç, bar |
| $P_0$ | : Çevre Basıncı, bar |
| T | : Sıcaklık, K |
| $T_0$ | : Çevre Sıcaklığı, ºC |
| $T_d$ | : Doyma Sıcaklığı, K |
| $T_a$ | : Doyma Sıcaklığı İle Minimum Sıcaklık Farkı Toplamı, K |

| | |
|---|---|
| Q | : Isı, kJ |
| W | : İş, kJ |
| $W_{tr}$ | : Tersinir İş, kJ |
| $\dot{m}$ | : Kütlesel Debi, kg/sn |
| $\dot{m}_a$ | : Hava Kütlesel Debisi, kg/sn |
| $\dot{m}_y$ | :Yakıt Kütlesel Debisi, kg/sn |
| h | : Entalpi, kJ/kg |
| X | : Mol Fraksiyonu |
| $y_D$ | : Ekserji Bozunum Oranı |
| $y_L$ | : Ekserji Kayıp Oranı |
| $\eta_{ex}$ | : Ekserji verimi |
| $\eta_{exkomp}$ | :Kompresörün ekserji verimi |
| $\eta_{exTürbin}$ | :Türbinin ekserji verimi |
| $\eta_{exID}$ | : Isı değiştirici ekserji verimi |
| $\eta_{II}$ | : İkinci yasa verimi |
| $\psi$ | : Akış Kullanılabilirliği, kJ/kg |
| $\overline{R}$ | : Üniversal Gaz Sabiti, kJ/kmol K |
| $\dot{H}_{İ}$ | : Giren Enerji, kW |
| $\dot{H}_L$ | : Çıkan Enerji, kW |

## KISALTMALAR LİSTESİ

| | |
|---|---|
| BOTAŞ | : Boru Hatları İle Petrol Taşıma Anonim Şirketi |
| GTG | : Gaz Türbini |
| HP | : Yüksek basınç pompası |
| HRSG | : Isı Geri Kazanım Buhar Üreteci |
| IP | : Alçak basınç pompası |
| KE | : Kinetik Enerji |
| OTSG | : Bir Geçişli Buhar Üreteci |
| PE | : Potansiyel Enerji |
| RMS | : Doğalgaz Basınç Düşürme İstasyonu |
| SJAE | : Isı değiştiricisi |

# ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

**Şekil 3.1** Kombine çevrimin şematik gösterimi 11
**Şekil 3.2** Kombine çevrim İçin T-s diyagramı 12
**Şekil 4.1** RMS ekipman Odası 16
**Şekil 4.2** Gaz türbini görünüşü 18
**Şekil 4.3** Gaz Türbini sistemindeki Yanma Odalarının gösterimi 19
**Şekil 4.4** Genaratör-Alternatör 20
**Şekil 4.5** Buhar türbini görünüşü 22
**Şekil 4.6** Atık ısı kazanı(OTSG) görünüşü 24
**Şekil 4.7** Steam Jet Air Ejektör görünüşü 26
**Şekil 4.8** Glant Steam Kondenser görünüşü 26
**Şekil 4.9** Kum Filtreleri 27
**Şekil 4.10** Aktif Karbon filtreleri 27
**Şekil 4.11** Ters Osmoz sistemi 28
**Şekil 4.12** E-Cell Ünitesi 28
**Şekil 5.1** Yanma İşlemi 34
**Şekil 5.2** Yanma Odası Tipleri 37
**Şekil 6.1** Bir prosesin ekserji verimi ile yıkım, kaynak tüketimi ve kayıp ekserji emisyonları arasındaki ilişki 39
**Şekil 6.2** İki denge arasındaki ekserji farkı 43
**Şekil 6.3** İzotermal genişleme ile sistem hal değişimi 47
**Şekil 6.4** Yanma odasındaki akış 48
**Şekil 6.5** Kompresörde ekserji akışı 50
**Şekil 6.6** Türbinde ekserji akışı 52
**Şekil 6.7** Isı değiştiricisinde ekserji akışı 53
**Şekil 6.8** Atık Isı kazanında ekserji akışı 54
**Şekil 7.1** Santral akış şeması 57
**Şekil 8.1** Ünitelerdeki giren ve çıkan enerji değerleri 64
**Şekil 8.2** Ünitelerdeki giren ve çıkan ekserji değerleri 64

# TABLO LİSTESİ

Sayfa No

**Tablo 6.1** Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması 40

**Tablo 8.1** Doğalgaz bileşenlerinin hacim oranları ve kimsayal ekserjileri 58

**Tablo 8.2** Referans Çevre Modeli 59

**Tablo 8.3** Kütlesel debi, kimyasal ekserji, LHV, doğalgazın enerji ve ekserji değerleri 59

**Tablo 8.4** Yanma ürünlerinin kütle fraksiyonu, kütlesel debi ve özgül kimyasal ekserji değerleri 59

**Tablo 8.5** Hava ve yanma ürünlerine ait özelikleri 60

**Tablo 8.6** Su ve buhara ait termodinamik özellikler 61

**Tablo 8.7** Santraldeki cihazların enerji dengesi 62

**Tablo 8.8** Santraldeki cihazların ekserji dengesi 62

**Tablo 8.9** Santralin enerji ve ekserji dengesi 63

# 1. GİRİŞ

Günümüzde diğer enerji kaynaklarına göre temini kolay ve çevreye etkisi daha az olan doğalgazın ülkemizde birincil enerji kaynağı olarak kullanımı giderek artmaktadır. Yüksek verim ve kısa zamanda işletmeye alma gibi avantajlarından dolayı doğalgaz yakıtlı kombine çevrim santralleri ülkemizde elektrik enerjisi üretiminde son yıllarda giderek artan bir oranda kullanılmaktadır. Doğalgaz yakıtlı kombine çevrim termik santralleri diğer fosil kaynaklı yakıt kullanılan termik, nükleer ve hidroelektrik santrallerine göre daha düşük kurulum maliyeti ile daha kısa sürede işletmeye alınabilmektedir. Kombine çevrim santrallerinde gaz türbinleri ve buhar türbinleri birlikte kullanılmaktadır. Yakıt olarak doğalgaz kullanılan gaz türbinlerinden elde edilen elektrik enerjisinin yanı sıra türbin egzozundan yüksek sıcaklığa sahip egzoz gazlarının atık ısısının kazana verilmesiyle elde edilen buhar ile buhar türbinlerinden de ek elektrik üretimi sağlanmaktadır. Bu santrallerde gaz türbinli çevrimlerin üst sıcaklığının yüksek olması ve buhar türbinli çevrimlerin alt sıcaklıklarının düşük olması avantajları birleştirilerek tasarım koşullarında çalışmak üzere kombine çevrim verimi %50-%60 civarında gerçekleştirilebilmektedir (Ünver ve Kılıç, 2005).

Kombine Çevrimli santraller yüksek verim ve güç sunmanın yanında esnek işletme koşullarına uygun, çabuk devreye alınabilen, tam yük ve değişken yük durumlarına kolay adapte olabilen hatta değişken yük durumlarında da yüksek verimle çalışma özelliklerine sahiptirler (Ünver ve Kılıç, 2005). Mevcut Santrallerin iyileştirilmesinde ve yeni yapılacakların tasarımında enerjinin yalnızca dönüşümünün değil, kullanılabilirliğinin de araştırılması gerekir. Yapılan çeşitli çalışmalarda, enerji-kullanım analizleri için enerji ve ekserji etkinliğinin hesaplanmasının faydalı bir yöntem olduğu görülmüştür.

Ekserji analizi, kütle korunumu ile enerji korunumu ilkelerini termodinamiğin ikinci yasası ile birlikte başta ısıl sistemler olmak üzere çeşitli sistemlerin tasarımında ve analizinde kullanılmak üzere uygulanan bir yöntemdir. Enerji maliyetinin çok artması sonucunda enerji tasarrufu önem kazanırken, enerjinin miktarının yanında, kalitesi de önem kazanmıştır. Dolayısıyla enerji birçok tüketim maddesinde olduğu gibi

sadece miktar temelinde değil, kalite temelinde de değerlendirilmeye başlanmıştır (Dinçer, 1982). Birinci ve ikinci yasa analizleri sistemlerin verimliliğinin tespit edilmesi konusunda başvuru kaynağı olmuştur (Utlu ve Hepbaşlı, 2004).

İkinci yasayla yapılacak bir sistem analizi yeni bir termodinamik özelliğin, kullanılabilirliğinin tanımlanmasını gerektirir. Herhangi bir enerji akışından elde edilebilecek iş kullanılabilirlik olarak nitelendirilen termodinamik özelikle ölçülebilir. Kullanılabilirlik özelliği enerjinin değişik sıcaklık, basınç ve kimyasal potansiyel koşullarındaki farklılaşmasını yansıtır. Birinci yasa nasıl temel enerji kavramını oluşturuyorsa, ikinci yasa da temel kullanılabilir enerji kavramını oluşturur. İkinci yasayla yapılan analiz birinci yasa ile yapılan analize oranla daha açıktır. Çünkü kullanılabilir enerjiyle hesaplanan kayıplar ve verim birinci yasanın enerji kavramıyla hesaplanan kayıplarından ve veriminden daha doğrudur (Dinçer, 1982).

Bu çalışmada, 82 MW' lık kombine çevrimli güç santralinin enerji ve ekserji analizi gerçek işletme verilerine göre yapılmıştır.

# 2-LİTERATÜR TARAMASI

Ekserji kavramı ilk olarak 1878 yılında J.W.Gibbs tarafından ortaya koyulmuştur (Lee, 2001) Bodvarsson ve Eggers (1972) ilk ekserji analizini tek ve çift buharlaştırmalı iki farklı sistemden oluşan bir jeotermal güç santralinde uygulamışlar ve santral geneli için ekserji verimliliğini hesaplamışlardır.

Tsatsaronis ve Moran (1997) bir termal sistemin ekserji uygulamalarıyla maliyetlerinin düşürülmesi hakkında incelemeler yapmışlardır. Çalışmalarında 3 farklı parametre ele almışlardır. Bunlar, ekseji verimliliği, ekserji yıkım oranı ve ekserji kayıpları olarak belirtilmiştir. Çalışma için küçük bir kojenerasyon sistemi ele alınmıştır. Bu tür sistemlerde optimizasyonun, sistemin alt kademelerinde değişiklikler uygulanarak gerçekleştirilebileceği belirtilmiştir.

Acar (1997) ısı geri kazanımlı bir Rankine çevriminin ikinci yasa analizini yapmıştır. Sisteme ait her bir elamanın enerji ve ekserji analizi yapılarak sonuçlar tablolar halinde sunulmuştur. Sisteme ait verim, kullanılabilirlik ve tersinmezlikler incelenmiştir. Ekserji metodu kullanılmasının sistem üzerindeki gerçek kayıplarının belirlenmesinde en etkili yol olduğu savunulmuştur. Çalışma sonunda geri kazanım sistemi kullanıldığında çevrimin termik veriminin yükseldiği gözlemlenmiştir. Ayrıca sistemde en büyük tersinmezliklerin sisteme ısı verilmesinde, alınmasında ve geri dönüşüm projesinde olduğu gözlemlenmiştir.

Rosen ve Dinçer (1997) çevresel problemlerin ekserjiyle ilişkisini ortaya koymuşlardır. Çalışmadan enerji ve çevre ilişkisinden bahsedilerek, enerji verimliliğinin, enerji kaybına azalmasıyla çevreye olan etkileri azaltıldığı belirtilmiştir. Ekserji metotlarının da kullanılarak pratik uygulamalarda ekserji verimliliğinin arttırılmasının çevre için büyük önem taşıdığı belirtilmiştir. Çalışmada atık ekserji emisyonları, kaynak kullanımı ve çevre ilişkileri ortaya koyulmuştur. Çalışmada belirtilen örneklerde ekserji analizinin çevreyle ilgili problemlerin ortaya koyulmasında ve çözümünde önemli bir rol oynadığı belirtilmiştir.

Doldersum (1998) rafineride meydana gelen ekserji kayıplarını inceleyerek elde ettiği sonuçlar doğrultusunda iyileştirmeler ortaya koymuştur. Sistemde en çok ekserji

kaybının ocaklarda ve damıtma ünitelerinde ortaya çıktığını tespit etmiş, yapılan iyileştirmelerle toplam ekserji kayıplarının %70'e varan oranlarda azalabileceğini göstermiştir.

Bisio (1998) çalışmasında düşük seviyede enerji üreten sistemlerin verimliliklerinin artırılması için neler yapılabileceğini ele almıştır. Jeotermal ve güneş enerjisi gibi düşük entalpili sistemlerin verimliliklerinin nasıl arttırılabileceği üzerinde durmuştur. Bu sistemlerde ısının absorbe edilmesi veya ısı dönüştürücüler ve bunların kombinasyonlarının, düşük seviyeli enerji sistemlerinde geliştirilebilecek noktalardan bazıları olduğu ifade edilmiştir. Ayrıca buharı geri basımının da sistemin iyileştirilmesinde ele alınması gereken bir parametre olduğunu belirtmiştir. Yazarın daha önceki çalışmalarında genel enerji verimliliği hakkında değerlendirmeleri olup, bu çalışmada özelikle rölatif entropi üretimi ve iyileştirme teknikleri ekserji verimliliği üzerinde durulmuştur.

Tuma vd., (1999) birleşik gaz buhar çevriminin verimini incelemişlerdir. Gaz ve buhar çevriminin kojenerasyonu, gaz türbini egzozundaki, ısı geri kazanım ünitelerindeki ve ısı değiştirgecindeki verimlilikler öncelikli olarak ele alınmıştır. Genel santrale ait enerji ve ekserji verimlilikleri tespit edilerek sisteme ait karakteristikler ortaya koyulmuştur. Çalışma sonucunda ısı üretiminin, sistemin genel enerji veriminde büyük rol oynadığı görülmüştür.

Guarinello Jr. vd., (2000) bir gaz türbinli kojenerasyon sistemi termodinamik açıdan incelemişlerdir. Sistemin endüstriyel bir bölgede hem elektrik hem de ısı ihtiyacını karşılamaktadır. Sistem üzerinde termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları uygulanmıştır. Ayrıca ekserjetik maliyet teorisi kullanılarak sistemin termo-ekonomik analizi yapılmıştır.

Kopaç (2000) güç santrali üzerine yaptığı çalışmada en büyük ekserji kaybının atık ısı geri kazanım buhar üretecinde gerçekleştiğini göstermiştir.

Wall ve Gong (2001) sürdürülebilir gelişim ve ekserji ilişkisini ele almışlardır. İki bölümden oluşan çalışmanın ilk kısmında şartlar ve konseptler, ikinci kısmında ise gösterge ve metotlar ele alınmıştır. Çevrimin emisyonlar ve kirlilikten etkilenmesinin ortaya koyulmasında ekserji analizinin yararlı bir metod olduğu belirtilmiştir. Sürdürülebilirlik kavramı dünya üzerinde ekserji akışıyla ilişkili olarak açıklanmıştır.

Gong ve Wall (2001) bu çalışmada, yukarıdaki ilk bölümde ele alınan kavramlar

üzerindeki gerçek uygulama örnekleri vermişlerdir. Çalışmada ekolojik göstergeler ele alınmıştır. Buradaki metot "Yaşam döngüsü ekserji analizi" olarak adlandırılmıştır. Çalışmada çevreye verilen emisyonlar üzerinde ekserji analizi yapılarak ekolojik gösterge olarak limitler ve tanımlamalar ortaya konulmuştur. Ekserjinin uygun bir ekolojik gösterge olduğu ileriki çalışmalarda geliştirilmesi gerektiği tavsiye edilmektedir.

Bhargava vd., (2002) mevcut bir gaz türbini ünitesinin modifiye edilmesi durumunda gaz türbininden elde edilebilecek verimin, Brayton çevrimi ilaveli bir kombine çevrimden elde edilebilecek verim değerine kadar yükseltilebileceği ve gaz türbinin termodinamik performans ile üretilen gücün artacağını saptamışlardır

Nixdorf vd., (2002) gaz türbininden elde edilen faydalı iş miktarını arttırmaya yönelik olarak, şartlandırılmış farklı türbin giriş havası sıcaklıkları için elde edilen faydalı iş miktarının ne şekilde değiştiğini, atmosfer sıcaklığı değişimlerinin kompresör giriş havası sıcaklığı ve değişik soğutma ünitelerinin ısı yükleri üzerine etkilerini incelemişlerdir. Ayrıca önerilen sistemlerin termo-ekonomik analizleri de maliyet optimizasyonu tabanlı olarak gerçekleştirilmiştir.

Kanoğlu (2002) 12,4 MW gücündeki ikili akışkan tipli bir jeotermal güç santralinin ekserji analizini yapmıştır. Çalışmada sistemin ekserji kayıp diyagramı çizilerek gerçekleşen kayıplar tespit edilmiştir. Santralde ekserji kayıplarının; kondenser, re-enjeksiyon, türbin–pompa ve yeniden ısıtma–buharlaştırma sistemlerinde yoğun olarak görüldüğü ortaya koyulmuştur. Sistemin genel ekserji verimi ise %29,1 olarak hesaplanmıştır.

Erdem vd., (2003) çevre sıcaklığının performansa etkilerini incelemiş ve iklim bölgelerine göre gaz türbinindeki performans kayıplarının azaltılması ya da kazançların arttırılması için dizayn parametrelerini belirlemişlerdir.

Hartel ve Pfeiffer (2003) kompresör giriş havasına %1'lik su püskürtülmesi ile gaz türbini çıkış gücünde %10'luk, termal verimde de %3'lük bir artışın olduğunu tespit etmişlerdir.

Chejne ve Restrepo (2003) yaptıkları çalışmada çoklu üretim sistemlerinin ekserjoekonomik optimizasyon metotlarına yeni yaklaşımlar getirmişlerdir. Buradaki yeni yaklaşımda, sistemdeki tersinmezliklerin birim ekserji maliyeti kayıpları ele alınmıştır. Sistem için yapılan değerlendirmeler hem yeni yaklaşımla hem de diğer

metotlarla kıyaslanmıştır. Çalışma kombine bir çevrime uygulanmıştır. Çalışma sonucunda atık buhar için daha önceki metotlarla elde edilmiş değerlerden daha düşük bir ekserji birim değeri bulunmuştur.

Koroneos vd. (2003) var olan günümüz teknolojisine rağmen yenilenebilir enerji kaynaklarının fosil yakıt kullanımına göre daha düşük olduğunu belirtmişler, petrol krizlerinin insanları yeni enerji kaynaklarına yönlendirdiğini ortaya koymuşlardır. Yenilenebilir enerji kaynaklarından güneş, rüzgar ve jeotermal enerjiyi en önemli kaynaklar olarak görmüş ve bu sistemlere ait ekserji analizlerini yapmışlardır.

Köse (2005) jeotermal kaynaklarla elektrik üretimi hakkında araştırma yapmıştır. Yaptığı çalışmada ikili çevrimi tasarımı ele alınarak sistem parametreleri ölçülmüştür. Sistem için ikincil akışkan olarak R134A akışkanı seçilmiştir. Çalışma sonunda jeotermal enerjinin %12,93 oranındaki kısmıyla elektrik üretimi, geriye kalan %87,07 oranındaki kısmıyla da kent ısıtılması ve sıcak su ihtiyacı ihtiyacının karşılanabileceği belirtilmiştir. Atılan sıcak su ile endüstriyel uygulamalar sıcaklık ve termal turizm şeklinde yararlanılabileceği belirtilmiştir. Deneysel hesaplamalar; çevrim veriminin geliştirilmesi, sistemde kullanılan malzemelerin iyileştirilmesi ve atık ısıdan en iyi şekilde yararlanmaya odaklanmıştır.

Ünver ve Kılıç (2005) Bu çalışmada doğal gaz yakıtlı bir kombine çevrim güç santralinin performans parametrelerinin değişimi ve değişim miktarları yük durumuna ve çevre koşullarına bağlı olarak termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları kullanılarak analiz edilmiştir. Çalışmada sistemi oluşturan her bir ünitedeki faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlik miktarları tespit edilmiş ve sistemin genel verimleri hesaplanmıştır.

Cihan vd., (2006) kombine çevrimli güç santrali için enerji ve ekserji analizini gerçekleştirerek, en büyük enerji kaybının bacada, en büyük ekserji kaybının da yanma odası, gaz türbini ve atık ısı geri kazanım buhar üretecinde meydana geldiğini belirlemişlerdir. Yanma odasındaki ekserji kaybı iş akışkanı ile alev arasındaki sıcaklık farkının büyüklüğü ile alakalıdır. Sıcaklık farkının azalması, türbin giriş sıcaklığının artmasına ve böylece ekserji kaybının da azalmasına neden olacaktır

Tekel (2006) elektrik enerji üretim sistemleri ve bunların çalışma prensipleri anlatılarak, ülkemizin en önemli elektrik enerji üretim sistemlerinden birisi olan katı yakıtlı (linyit) termik santrallerden üç farklı bölgede olan yatağan Termik Santrali, Orhaneli Termik Santrali ve Seyit Ömer Termik Santrali'nin termodinamik incelemesi

yapılmıştır. Santrallere ait I.yasa analizlerinin yanı sıra II.Yasa çözümlemesi de yapılmıştır. Sistemlerin hem bütün olarak hem de sistem elemanlarının ayrı ayrı enerji ve ekserji değerleri hesaplanarak verimlilikleri incelenmiştir.

Kaya (2008) Bu çalışmada basit rankine buhar güç çevrimi termodinamik olarak ele alınmıştır. Çevrimin verimli olarak çalışmasını etkileyen parametreler dikkate alınarak, çevrime ekserji analizi uygulanmış ve sistemin ekserji verimliliği belirlenmeye çalışılmıştır. Kapalı ve adyabatik kabul edilen sistemin termik verim ve ekserjik verimleri mukayese edilerek sistemin net güç çıktısına etki eden parametreler belirlenmiştir. Buhar kazan basıncının artması ve türbin çıkış basıncının düşmesiyle türbin ekserjik verimin arttığı gözlenmiştir.

Hacıhafızoğlu (2011) Kombine çevrimli güç santralinde kompresör, yanma odası ve gaz türbini için kompresör giriş havasının soğutulması, türbin giriş sıcaklığının arttırılması ve yanma odasına buhar enjekte edilmesinin ısıl ve ekserji verimine etkisini teorik olarak incelemiştir.

# 3-KOMBİNE ÇEVRİM

## 3.1. Kombine Çevrimin Tanımlanması

Kombine çevrimde, doğalgaz hava karışımı gaz türbininin yanma odalarında yakılır. Yanan ve genleşen gaz egzozdan çıkarken türbin kanatlarına çarparak türbini çevirmeye başlar. Bu şekilde gaz türbininde elde edilen kinetik enerji, türbin şaftına bağlı olan jeneratörün ikazlanmasıyla elektrik enerjisine çevrilir.

Daha sonra gaz türbinin egzozundan çıkan yaklaşık 500-550°C deki atık gaz buhar kazanlarına verilir. Kazan borularındaki su buhara çevrilir ve buhar türbinine gönderilerek türbin çevrilmeye başlanır. Bu şekilde buhar türbininde elde edilen kinetik enerji, türbin şaftına bağlı olan jeneratörün ikazlanmasıyla ikinci kez elektrik enerjisine çevrilir.

Kombine çevrim santralleri, oldukça yüksek verimler elde edilebilir sistemler olduğu için ve kullanılan yakıt açısından da çevresel etkilerinin kontrol edilebilir olması açısından günümüzde oldukça değer kazanmıştır. Genel anlamda kombine çevrim terimi, gaz türbin çevrimi ve buhar çevriminin bir sistem içine alınarak birbirini tamamlayıcı şekilde çalıştırılmasını ifade etmektedir. Bu anlamda kombine çevrim sistemlerinin ana üniteleri gaz türbini, atık ısı kazanı ve buhar türbini olmaktadır.

*Kombine çevrimin çalışma prensibi şöyle özetlenebilir*;

Atmosferden alınan hava, bir filtre sisteminden geçirildikten sonra gaz türbinin kompresör kısmına girer ve burada sıkıştırılarak yanma odasına iletilir. Yanma odasına püskürtülerek verilen yakıt da bu sıkıştırılmış hava ile karışarak yanar. Burada oluşan yüksek basınçlı sıcak gazlar gaz türbini kanatlarından geçerek türbini döndürür ve türbine bağlı jeneratörden elektrik enerjisi üretilir. Gaz türbinden çıkan sıcak atık gazlar bir egzoz kanalı ile atık ısı kazanına iletilir. Egzoz gazları, ısılarını burada su/buhar çevrimine transfer ederek soğur ve daha sonra kazan bacasından atmosfere atılırlar.

Atık ısı kazanlarda, genel olarak üç ayrı ısı eşanjörü bölümü bulunur. Su/buhar çevriminde, su/kondensat ilk önce kazanın ekonomizer bölümüne girer ve doyma

sıcaklığının çok az altında bir sıcaklığa kadar ısıtılır, daha sonra evaparatör bölümünde buhar haline dönüşür ve bu doymuş buhar kızdırıcı bölümünde tekrar ısıtılarak kızgın buhar olarak buhar türbinine verilir. Yukarıda tek basınç kademeli bir kazan/buhar türbini grubu için su/buhar çevrimi basit olarak izah edilmiştir.

Ancak, kazan/buhar türbini gruplarının tekrar kızdırmalı veya tekrar kızdırmasız, iki ya da üç basınç kademeli olmaları durumunda; ekonomizer, evaporatör ve kızdırıcı bölümleri de her bir basınç kademesi için kazan içinde ayrı ayrı yer alırlar ve bu basınç kademelerine bağlı olarak su/buhar çevrimi de kendi içinde ayrı çevrimler oluşturulur.

Atık ısı kazanında üretilerek türbine verilen buhar, türbin kademelerinde genleşir ve böylece termik enerji mekanik enerjiye dönüştürülmüş olur. Türbinin tahrik edilmesiyle de türbine bağlı jeneratörden elektrik enerjisi üretilir. Buhar türbininden çıkan düşük basınç ve sıcaklıktaki buhar kondensere gelir ve burada soğutma sistemi vasıtasıyla yoğuşturularak su haline dönüşür. Daha sonra kondensat pompaları ile içlerindeki yoğuşmamış gazların alınması için degazör/besleme suyu tankına gönderilir. Su, besleme suyu tankından besleme suyu pompaları ile tekrar atık ısı kazanına basılır. Bu şekilde su/buhar kapalı çevrimi; kazan, buhar türbini ve kondenser arasında sirküle eder.

### 3.1.1. Kombine Çevrimin Avantajları

Kombine çevrimin en büyük avantajı, fosil yakıtlı santraller içinde en yüksek verime sahip olmasıdır. Günümüzde, 200 MW' ın üstünde güçlere haiz gaz türbinlere dayalı tekrar kızdırmalı ve üç basınç kademeli kombine çevrimlerde net % 55 civarında verime ulaşılmıştır.

Yüksek veriminin dışında kombine çevrim santrallerinin daha birçok avantajı bulunmaktadır. Bunlardan bir tanesi de kombine çevrimlerin birçok değişik alana hizmet verebilecek esnekliğine sahip olmasıdır. Kombine çevrim santrallerinde yalnızca elektrik üretimi yapılabildiği gibi, aynı zamanda ister kazandan isterse buhar türbininden alınacak ara buharın bölgesel ısıtmada ya da proseste kullanılmasıyla santral, %85–90 civarında bir ısıl verimlilik ile birleşik ısı-güç (cogeneration) sistemi olarak da hizmet verebilir.

Kombine çevrimlerde doğal gazın her çeşidi, ham petrolden motorin ve fueloil e

kadar tüm likit yakıtlar ile gazlaştırma yöntemi ile kömür dâhil olmak üzere çok geniş bir yakıt kullanım olanağı mevcuttur. Ayrıca istendiği takdirde gaz türbin brülörleri çift yakıt yakabilecek şekilde de dizayn edilmektedir. Örneğin bazı kombine çevrim santrallerinde doğal gazın yanı sıra gerektiğinde fueloil de kullanılmaktadır.

Kombine çevrim santrallerinin soğutma suyu ihtiyacı diğer konveksiyonel tip santrallerden daha azdır. Zira kombine çevrimlerde toplam elektrik üretiminin yalnızca üçte bir mertebesindeki kısmı buhar türbinlerce yapılmaktadır. Bu nedenle sistemle ilgili masraflar ve çevreye yapılan ısı deşarjı da dâhil olmak üzere soğutma suyu ile ilgili birçok sorun büyük ölçüde azaltılmış olmaktadır. Kombine çevrim santrallerinin tercih edilme nedenlerinden biri de ekonomik olmasıdır. Zira herhangi bir kazan/ buhar türbin ünitesine göre birim (kW) yatırım maliyetleri daha azdır.

Kombine çevrim santrallerinin en önemli avantajlarından birisi de konuya çevresel açıdan bakıldığında ortaya çıkmaktadır. Günümüzde çevreye verilen önemin büyük ölçüde artmış olması ve bu nedenle zararlı madde emisyonlarına ilişkin limit değerlerin oldukça düşük seviyelere çekilmesi sonucunda kombine çevrim teknolojileri büyük rağbet görmeye başlamıştır. Bunda en önemli etken ise kombine çevrim santrallerinde yüksek verimle üretilen birim elektrik enerjisine karşılık atılan $CO_2$ miktarının diğer termik santrallere göre %40–45 oranında daha az olması ve özellikle doğal gaz ile çalışan kombine çevrim santrallerinde katı madde emisyonunun sıfır $NO_x$ emisyonunun ise kabul edilebilir limit değerlerinin çok altında olmasıdır.

Bunların yanı sıra, kombine çevrim santralleri ele alındığında diğer avantajlarda şöyle özetlenebilir;

•Konvansiyonel termik santrallere göre tesis süresi daha kısa ve modüler yapısı daha basit olan kombine çevrim santrallerinin işletmesi daha kolaydır. Bundan dolayı işletme personeli ihtiyacı daha az olmaktadır.

•Santralın bütünü için ihtiyaç duyulan alan konvansiyonel termik santrallerden daha küçüktür. Örneğin kül stok sahası hariç santral ana yapıları.

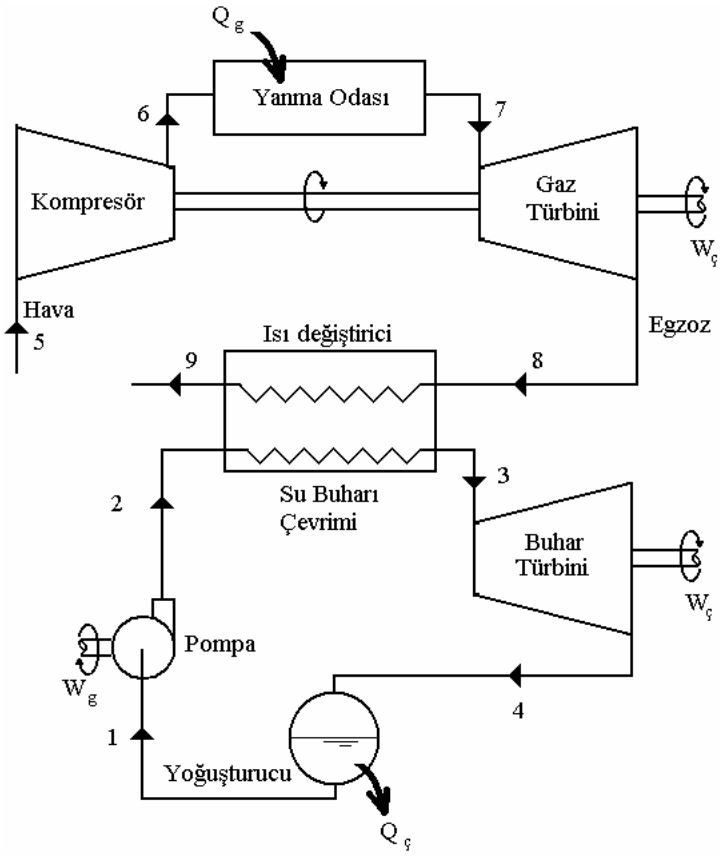
### 3.2. Güç Üretiminde Kullanılan Kombine Çevrimli Santraller

Günümüzde güç üretiminin ana amacı olan en optimum sistemin kullanılma isteği beraberinde yeni arayışlar ve sonucunda da yeni sistemler getirmişlerdir .İşte bu

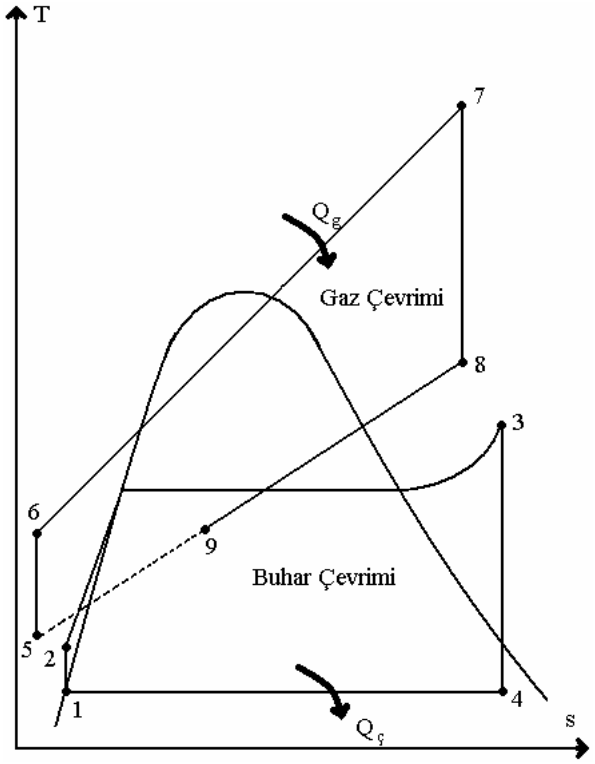
amaçla kombine çevrimlerde tesisi oluşturan her bir güç üretim bölümünün avantajını kullanarak, dezavantajlarını da mümkün olduğunca azaltarak optimuma ulaşmayı da hedefler.

Kombine Çevrim terimi, gaz türbin çevrimi ve buhar türbini çevriminin bir sistem içine alınarak tamamlayıcı bir şekilde çalıştırılmasını ifade eder. Bu anlamda kombine çevrim sistemlerinin ana üniteleri; gaz türbinleri, atık ısı kazanı ve buhar türbini olmaktadır.

Gaz türbinlerinin buhar türbinleri ile kombine edilmesi yöntemlerini başlıca üç ana grupta toplamak mümkündür. Bunlar Ek yakmasız, tam yakmalı ve paralel güç üniteli kombine çevrim sistemleri olarak adlandırılır. Bu kombinasyonların her birinde ulaşılan kombine çevrim verimi, basit bir gaz türbini çevrimi ya da ara kızdırmalı bir kazan/türbin çevriminden daha yüksektir (Özgürel, 1994).




**Şekil 3.1** Kombine çevrimin şematik gösterimi




**Şekil 3.2** Kombine çevrim için T-s diyagramı

Kombine çevrimlerde birincil olarak elektrik üretimi sağlamakla birlikte, istenirse çevrimden ara buhar alınarak santral, bileşik ısı-güç (cogeration) olarak da çalıştırılabilir. Bu özelliği ile kombine çevrimler, ısı-güç üretiminde günümüzde var olan en verimli yöntem konumundadır (Özgürel, 1994).

Genel olarak "Kombine çevrim" terimi gaz türbini ile buhar türbininin aynı çevrim içinde birlikte kullanılmasıdır. Prensip olarak bir veya daha fazla gaz türbininden çıkan yüksek sıcaklıktaki atık ısının bir ek enerji üretiminin sağlanması amacıyla buhar türbini çevriminde kullanılmasıdır.

Atmosferden alınan hava, kompresör ile sıkıştırılarak yanma odasına gönderilir. Yanma odasına püskürtülerek verilen yakıt sıkıştırılmış hava ile karışarak yanar. Yanma sonucu 1000ºC sıcaklığın üzerinde yüksek basınçlı gaz, türbini döndürerek türbine bağlı jeneratörden elektrik enerjisi üretilir.

Gaz türbininin 500–600ºC sıcaklığındaki egzost gazı türbine bağlı bir atık ısı kazanına iletilir ve kazanda yüksek basınç ve sıcaklıkta buhar elde edilir. Elde edilen buhar ile buhar türbini çalıştırılır ve buhar türbinine bağlı olarak jeneratörden de ilave elektrik enerjisi üretilir (Wunsch, 1980).

## 3.3 Kombine Çevrim Santral Çeşitleri

Kombine çevrim Santrallerinin aşağıda üç ana grupta uygulamaları mümkündür.

- İlave Yanmasız kombine çevrim
- Tam yakmalı kombine çevrim
- Paralel-güç üniteli kombine çevrim

Bu üç uygulama şeklinden birinin seçilmesi tamamen yakıtın mevcudiyeti ile mevcut bir santralin iyileştirilmesi veya yeni bir santralin kurulması durumları için yapılacak planlama çalışmalarına bağlı olmaktadır.

### 3.3.1 İlave Yanmasız Kombine Çevrimler

İlave yanmasız kombine çevrim santralinde, yanma tamamen gaz türbininde olur ve türbinin egzost gazı bir atık ısı kazanına gönderilir. Basit konveksiyon tip ısı eşanjörleri olan atık ısı kazanlarında ise, herhangi ilave bir yakıt yakılmadan sadece gaz türbini egzost gazlarının yüksek ısısından yararlanılmak suretiyle buhar elde edilir. Genel olarak gaz türbinleri ile aynı sayıdaki atık ısı kazanları, buhar kapasitesine bağlı olarak bir veya daha çok buhar türbinine bağlanır.

Bu tip kombine çevrim santrallerinde buhar çevrimi, "iki basınç kademeli/tekrar kızdırmasız" veya "üç basınç kademeli/tekrar kızdırmalı" şeklinde olmaktadır. İki basınç kademeli kombine çevrimler, basit tekrar kızdırmasız buhar çevrimleri olmasına karşın oldukça iyi bir termik performans göstermektedirler.

#### 3.3.1.1 Buhar Türbinlerine Gaz Türbinleri İlavesi İle Güç ve Verim Artırımı

Bu sistemde; mevcut santralin buhar türbininin orijinal veya bazı değişikliklerle revize edilmiş buhar parametrelerine cevap verebilecek yeni atık ısı kazanları, buhar kazanları ile değiştirilir ve atık ısı kazanları ile aynı sayıda gaz türbini sisteme ilave edilir.

Bu dönüşüm özellikle buhar türbinlerinin hizmet ömrünün kömür yakıtlı kazanlardan daha uzun olması nedeniyle uygulanabilir olmaktadır. Bu şekilde santral

veriminin % 37–38 seviyelerinden yaklaşık % 50 gibi oldukça yüksek bir seviyeye çıkarılmasının yanı sıra; kombine çevrim sistemlerinde takribi 60;40, 65;35 mertebelerinde olan gaz türbini/buhar türbini kapasite oranları dikkate alındığında santral toplam kapasitesi de iki hatta üç kat arttırılmış olmaktadır.

#### 3.3.1.2 Gaz Türbinlerinde Buhar Türbini İlavesi İle Güç ve Verim Artırımı

Basit çevrimde çalışan mevcut gaz türbin üniteleri, atık ısı kazanı ve buhar türbini ilavesiyle kombine çevrim santraline dönüştürülebilir. Bu durumda gaz türbini egzosunun ısısı tümüyle atık ısı kazanında kullanılacağından dolayı mümkün olan en yüksek verim elde edilmiş ve santralde yakıt tüketimi artırılmaksızın en az % 50 oranında yükseltilmiş olacaktır.

### 3.3.2. Tam Yanmalı Kombine Çevrim Santralleri

Bu tip santraller 1960'lı yılların ortasından 1970'li yılların sonuna kadar Orta Avrupa'daki elektrik üretim tesislerinde bugün şartlarına göre daha düşük giriş ve egzost sıcaklıklarına sahip gaz türbinlerinden oluşan ünitelerin verimini yükseltmek amacıyla yaygın olarak kullanılmıştır.

Tam yanmalı kombine çevrimlerde gaz türbini egzostu, cebri çekiş fanları tarafından atmosferden alınan hava ile karışarak, buhar kazanlarında ana yakıtın (genellikle kömür) yakılmasında gereken yanma havasının ön-ısıtmasını sağlar. Bu işlem ile tam bir yanma sağlanmış olmaktadır.

Zira gerek atmosferden alınan havadaki, gereksen gaz Türbini egzosundaki hemen hemen tüm oksijen ana yakıtın yakılmasında kullanılmakta yalnızca % 3–5 mertebesinde bir oksijen miktarı baca ile atılmaktadır. Böylece $NO_x$ konsantrasyonuda daha düşük bir seviyeye çekilmektedir.

Ayrıca herhangi bir konvansiyonel buhar kazan/ türbin ünitesinin gaz türbin üniteler ilavesi (topping) ile tam yanmalı kombine çevrim santraline dönüştürülmesi mümkündür. Bu durumda gaz türbin egzostu ve ilave fanlarla alınan hava kazanlarda kullanılacağından mevcut ünitenin ön ısıtıcılarının ve cebri çekiş fanlarının kaldırılması gerekmektedir.

### 3.3.3. Paralel-Güç Üniteli Kombine Çevrim Santralleri

Paralel güç üniteli kombine çevrim santrallerinde buhara türbinleri iki ayrı bağımsız güç kaynağından beslenmektedir.

Genellikle ana kaynak konvansiyonel bir buhar kazanı, ikinci kaynak ise gaz türbinin bağlı bir atık ısı kazanı olmaktadır. Bu manada paralel-güç üniteli kombine çevrim, tam yanmalı çevrim ile ilave yakıtlı çevrimin birleşimi olarak da düşünülebilir. Bu sistemde gaz türbini egzost gazı, üniteye bağlı atık ısı kazanına verilir, diğer buhar kazanında yakıtın yanmasına destek amaçlı olarak kullanılmaz. Sistemin en büyük avantajı; dizayn, yakıt ve işletme yönünden sağlam esnekliktir. Gaz türbini ve buhar türbini kapasiteleri ile buna bağlı olarak gaz veya likit yakıtların katı yakıtlara oranı serbestçe tayin edilebilmektedir. Bununla birlikte, kömür yakıtlı kazanın baca gazı emisyonlarının kabul edilebilir limitlerin altına çekilebilmesi için arıtma tesislerine de ihtiyaç duyulabilir.

Mevcut buhar türbin üniteleri de iki ayrı yöntemle paralel-güç üniteli kombine çevrim santrallerine dönüştürülebilir. Birinci yöntemde (paralel-repowering), üniteye gaz türbini ve atık ısı kazanı ilave edilerek buradan elde edilen buhar ile mevcut kazandan elde edilen buharın takviye edilmesi neticesinde buhar türbininin tam kapasitede kullanılması sağlanabilir.

Genelde buhar kazanlarının hizmet ömrünün buhar türbinlerinden daha kısa olması nedeniyle zamanla kazanların daha düşük yükte çalışmalarının zorunlu hale gelmesi durumunda bu sistem uygulanabilir olmaktadır.

İkinci yöntemde (boosting) ise, üniteye eklenen gaz türbini ve atık ısı kazanı yalnızca mevcut sistemin kondensat ve/veya besleme suyu ısıtılmasında kullanılır. Böylece hem santral verimi hem de çıkış gücü yükseltilmiş olur.

# 4. KOMBİNE ÇEVRİM SANTRALİ ELEMANLARI

Bir kombine çevrimli elektrik santralinin başlıca üniteleri; gaz türbini - jeneratör Ünitesi, yakmasız atık ısı kazanı, buhar türbini-jeneratör ünitesi ve kontrol ünitesidir. Bu üniteler, kalitesi ispatlanmış, güvenilir üniteler iseler kombine çevrim sisteminden mükemmel bir performans alınabilir. Bu ünitelerden gaz türbini- jeneratör, buhar türbini jeneratör üniteleri öncelikli imal edilirler. Atık ısı kazanları ve kontrol üniteleri bu ikisine uyum gösterecek form ve ölçülerde imal edilirler.

## 4.1 Doğalgaz Basınç Düşürme İstasyonu (RMS)

Tesislerdeki gaz türbini BOTAŞ'tan alınan doğal gaz ile çalışacaktır. Gaz türbinlerine gelmeden önce doğal gazın basıncı türbinler için gereken değere düşürülür ve kullanılan gazın miktarının faturalamaya da esas olan ölçümü yapılır. Bu istasyon kısaca İngilizce olarak baş harfleri ile anılır: RMS (Reducing and Metering Station).

Borularla yapılan akışkan sevkıyatında belirli çaptaki boru içerisinden birim zamanda daha yüksek miktarda akışkan geçirmek söz konusu akışkanın basıncının artırılması ile mümkündür. BOTAŞ da Rusya'dan ithal edilen doğal gazın basıncını bu nedenle 55–75 bar civarında tutar. Tesiste kullanılacak gaz türbinlerinin ihtiyaç duyduğu doğal gazın basıncı ise 36 bar mertebesindedir.




**Şekil 4.1** RMS Ekipman Odası: Vanalar, regülatörler, akış ölçerler, transmitter ve boru tesisatı.

BOTAŞ'tan yüksek basınçlı olarak temin edilen bu gazın basıcının istenen mertebeye düşürülmesi, değişken gaz tüketimi miktarlarında bu basıncın yine istenen seviyede kalabilmesi için RMS istasyonu içerisinde iki adet basınç regülatörü mevcuttur.

Doğal gazın tüketim miktarını faturalamaya da esas olacak şekilde çok hassas bir şekilde ölçen ve türbin-metre adı verilen iki adet "akış ölçer" RMS içerisindedir.

Akış miktarı ölçümünün yanı sıra gazın sıcaklık ve basıncını ölçen transmitterler ile akışı gerektiğinde kesen, akış yolunu değiştirmeye yarayan vanalar RMS içindeki boru tesisatının üzerindedir.

Gerek ölçülen akış miktarlarının gerekse basınç, sıcaklık gibi büyüklüklerin toplandığı, gerekli hesaplamaların yapıldığı; gerektiğinde giriş vanasına hızlı kapatma da yaptıran, otomasyon sisteminin mikro işlemcili kontrolörleri, elektronik kartları ve operasyon bilgisayarı RMS kontrol odasındadır.

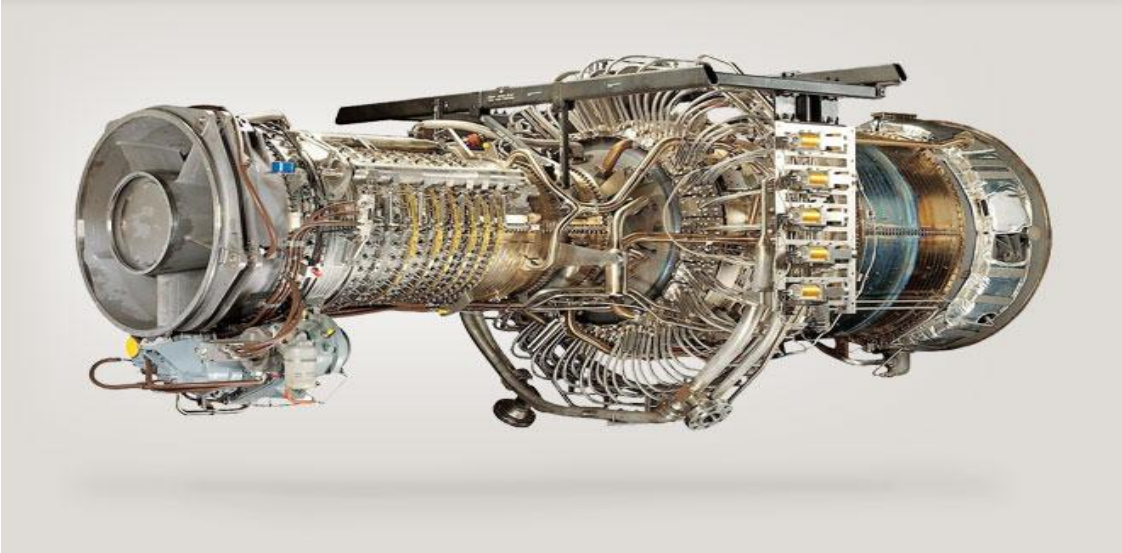
RMS' de normal işletme sırasında gaz kaçakları yok denecek kadar azdır. Herhangi bir arızi durumda fazla miktarda gaz kaçmasını anında algılayabilecek, buna göre giriş vanasını kapattırabilecek sensörler kontrol mekanizması mevcuttur. Böylece gazın olası birikimi ile ortaya çıkabilecek tehlikenin yanı sıra kaçacak olan gazın ekonomik zararı da önlenmiş olur.

Kullanılan ekipmanlar ve cihazlar gaz sızıntısı, elektriksel ark, kıvılcım vb. durumlara karşı bu tür sistemler için özel dizayn edilmiş ekstra koruma sınıfındaki ekipman ve cihazlardır.

Tüm teçhizat, binalar da dahil olmak üzere BOTAŞ'ın ve uluslararası standartların öngördüğü kriterlere uygun olarak dizayn ve inşa edilmiştir.

### 4.2 Gaz Türbinleri

Kimyasal enerjiye sahip olan doğal gazın, kompresörün atmosferden emerek sıkıştırdığı hava ile yanma odasında yakılması sonucunda ısı enerjisi elde edilir. Sonra bu enerji gaz türbininde sırası ile kinetik (hız) enerji ve mekanik enerji değişimlerine tutulur. Türbin rotorundan elde edilen mekanik enerji ile türbin rotoruna akuple edilen jeneratör döndürülerek elektrik enerjisi üretilir.



**Şekil 4.2** Gaz türbini görünüşü

### 4.2.1 Gaz Türbinlerinin Temel Parçaları

#### 4.2.1.1 Kompresörler

Kompresör bölümünün esas amacı yanma için havayı sıkıştırmaktır. Bununla beraber, havanın bir kısmı motor bölümlerinin soğutulması ve conta basınçlandırması için kullanılır. Kompresör üzerindeki giriş havası akışı kontrol edilerek türbin verimliliğini arttırılır.

Genel olarak merkezi ve eksenli olmak üzere iki tür kompresör mevcuttur. Birincisinde hava, merkez kısımda alınarak yarıçap doğrultusunda, basıncı ve hızı büyüyerek hareket eder. Hız oldukça büyür, daha sonra hız düşürülerek basınç yükseltilir. Sıkıştırmanın sonucunda ve başlangıcındaki basınç oranları 1/4 ile 1/5 civarındadır. Merkezsel motorları dayanıklı ve oldukça ucuzdur. Fakat verimleri düşüktür. Küçük güçler için kullanılır.

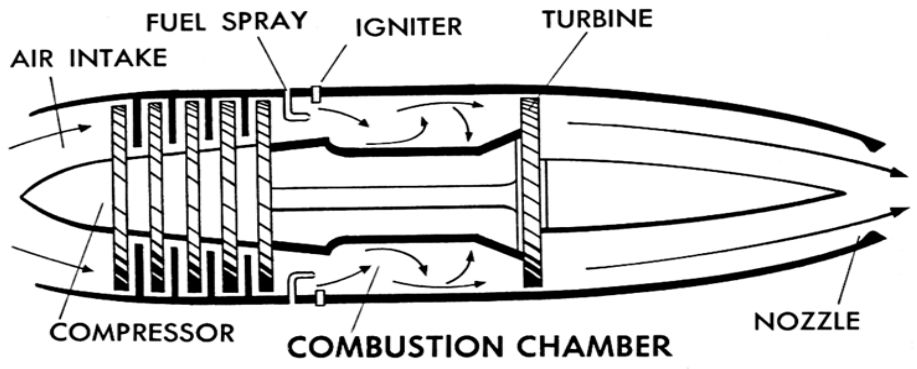
a. Eksenel akışlı kompresörler: Eksenel akışlı Kompresörler, arka arkaya sıralanan sabit ve hareketli kanatlardan meydana gelir. Hareketliler havaya enerji verirken, sabitler hızı basınca çevirir. Aynı zamanda havayı rotora uygun açı ile iletirler. Pek çok devreden ibaret olup, bunların her birinde rotor dönen parça ve stator sabit parça mevcuttur. Genellikle 6-7 devre olurlar. Bu şekilde çok devreli olması maliyeti artırmaktadır.

Ayrıca havadaki yabancı maddelere karşı hassastır. Çok küçük olanlar hariç, verimleri diğer türlere nispetle yüksektir. Merkezsel olanların verimleri 0,78-0,82 arasında, eksensel akışlı olanların ki ise 0,82-0,87 civarındadır.

b. Hava kompresörü: Yakıt-hava karışımındaki basınçlı havayı sağlayan elemandır.

### 4.2.1.2. Yanma Odası

Kompresör çıkış havasını üniform şekilde dağılarak, üzerine monte edilmiş nozullardan giren doğal gaz ile birleşerek, ateşleme sonucu yanmanın olduğu bölümdür. Yanma odasına enjekte edilen saf su (demi water) ile Nox emisyonunun azaltılması sağlanır.



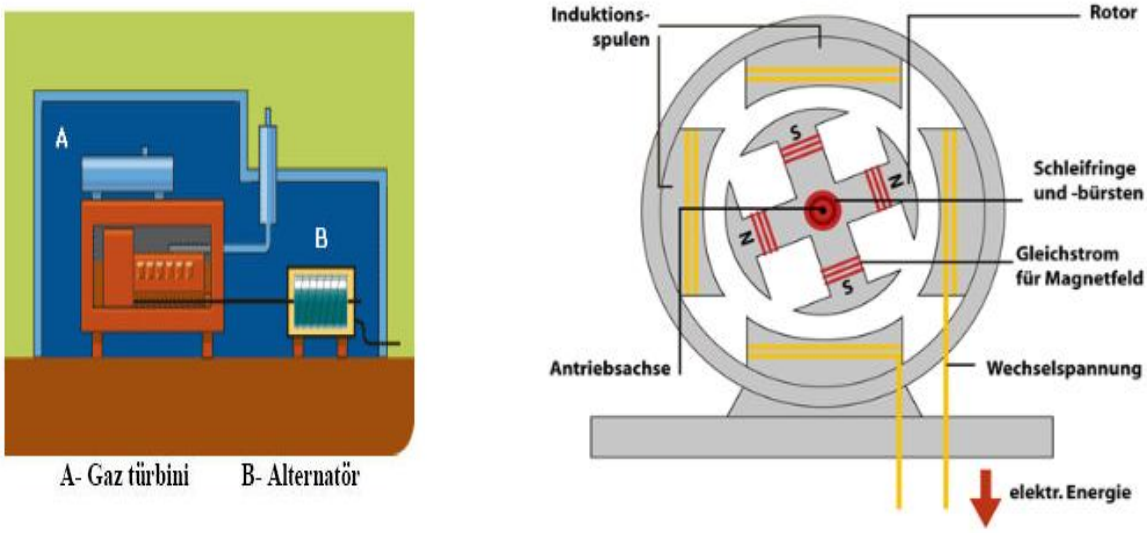

**Sekil 4.3** Gaz Türbini sitemindeki Yanma Odalarının Gösterimi

### 4.2.1.3. Türbinler

Türbin, yanma odasından gelen sıcak gazı genleştirerek, gazın kinetik enerjisini mekanik enerjiye çevirir ve alternatör milini döndürür**.** Kompresörlere göre daha basittirler. İç verimleri 0.87-0.90 arasındadır. Türbinde gaz genişler ve kanallar arasında hızlanır. Akış sırasında doğacak türbülans, verimi düşürür. Genel olarak türbinler eksensel akışlı olup, merkezsel olanları nadirdir. Kompresörlerde açıklanan benzer fayda ve mahzurlar burada geçerlidir.

### 4.2.1.4. Generatör

Türbinden sağlanan mekanik enerjiyi, elektrik enerjisine dönüştürür.




**Şekil 4.4** Genaratör-Alternatör

### 4.2.1.5. Yardımcı elemanlar

a. Hava ısıtıcısı : Yakıtla karıştırılacak havanın ısıtılmasını sağlar.
b. Ateşleme sistemi: Yanma odasında, gazın yanmasını sağlayan düzenektir.
c. Regülatör: Generatör devrinin sabit olabilmesi için, yeterli yakıtı ayarlar

### 4.2.2. Gaz türbinlerinin özelliklerinden bazıları

•Egzost gazı sıcaklığının 538°C–566°C arasında değişmesi kombine çevrim performansı için en uygun değerlerdir. Çünkü bir minimum sıcaklık farkı buhar çevrimine transfer olan egzost gazı ısısının üzerine çıkılmasına imkan verir. Bu sıcaklık aralığı buhar çevriminin en yüksek sıcaklık ve verimlilik değerini verir.

• Uygun soğutmalı birçok tip yanma odası, tüm dünyada çevreye de uyumlu, güvenli yakma sıcaklıkları sağlarken, doğal gazın en iyi şekilde kullanılmasını ve atık yakıtı ayarlarlar.

• Türbin malzemesi, soğutma sistemine güvenli bir işletme imkanı verirken yüksek türbin gücüne ve yüksek kombine çevrim verimine de imkan verir.

• Düşük imalat değeri ve kısa imalat süresi fabrikadan küçük parçalar halinde gemiye yüklenmesine imkan verir.

• Güvenilir işletme, parçalarının ve elemanlarının gelişmesi ile olur. Yüksek kaliteli imalat programı; gaz türbininin ve yardımcı sistemlerin test edilmesi takiben tecrübeli personel tarafından montajı ve bakımı ve yedek parça tedarik ile olur.

•Dayanıklı bir gaz türbini olarak türbin elemanları, yakma sistemi ve yardımcı sistemler geniş bir sıvı-gaz yakıt çeşitliliğine imkan verir. Alt ısıl değeri 150–400 kJ/Nm³ arasında değişen gaz ve sıvı yakıtlardan neft yağı, az ve çok damıtılmış petrol, ham petrol ve yakıt artıkları kullanılabilir. Fakat en uygunu doğal gazdır.

### 4.3. Buhar Türbini

Buhar türbini-jeneratör ünitesinde kombine çevrimin bir parçasıdır. Türbin, Termal enerji mekanik enerjiye çevirerek, dönmenin meydana geldiği makinedir. Buhar türbinlerinde bulunan potansiyel enerji, özel donanım sayesinde kinetik enerjiye ve bu kinetik enerjinin kanatları çevirmesiyle mekanik enerjiye dönüşür. Türbin bir mil ve üzerinde kanatçıklardan oluşur. Kullanılan akışkana göre türbinin yapısı değişir. Buhar türbininin farklı egzost kanallarının (daire kesitli) olması uygun bir soğutma sistemine izin verir.

Buhar türbininin geniş kesitli egzostlarının olması onların pahalı olmasına neden olur. Fakat kapasitenin artmasını sağlar ve düşük basınçlı egzost nedeniyle ekonomik yönden tercih nedeni olabilirler. O yüzden ihtiyaca göre ekonomik olarak seçimi yapılmalıdır.

Bir buhar türbini; eksenel egzosta, çift taraflı egzosta veya aşağıya doğru egzostlu şekillere sahiptir. Eksenel egzostlar, tek akışlı buhar türbinleri ve küçük kapasiteli sistemler için tercih edilirler.



**Şekil 4.5** Buhar Türbini

Çalışma prensibi şu şekildedir. Akışkan türbinin kanatçıklarına çarparak türbin miline hareket verir, hareket milin çıkışında mekanik işe dönüşür.

Buhar türbinleri, buhar ile çalışan enerji üreticileridir. Akışkan olarak buhar kullanılır. Buhar, buhar türbininde mekanik enerjiye dönüştükten sonra, türbin içersine giren yaklaşık 500°C'lik buhar ısısı, Türbin son kademesinde yaklaşık 40°C'ye düşer.

Buhar Türbininden çıkan 40°C'lik buhar, vakum altında yoğuşmak üzere kondensere gider. Buhar Türbininde üretilen buharın tamamı elektrik enerjisine dönüştürülüp, proses veya ısıtma amaçlı hiç bir yere verilmemektedir.

*Buhar Türbini parçaları:*

Rotor (Dönen Parçalar): Seyyar kanatlar, Disk veya tamburlar

Stator (Duran Parçalar):Rotor, Mil, Kavrama, Eksenel yatak koleri ya da sırast yatak koleri, Stator, Nozul, Sabit kanatlar, Kanat aynaları, İç ve dış salmastra, Taşıyıcı (radyal) yataklar, Karter.

Generatör: Türbin rotoruna akuple edilen ve hedefimiz olan elektrik enerjisinin üretildiği elektrik motorudur.

## 4.4. Atık Isı Kazanları

### 4.4.1 Isı Geri Kazanım Buhar Üreteci (HRSG)

Head Recovery Steam Genarator (Isı Geri Kazanım Buhar Üreteci) olarak adlandırılan sistemde buhar türbinleri veya bir alt süreç buhar kullanılır. Atık Isı Kazanları buhar üretmek için gaz türbinlerinin egzoz ısısını absorbe eder. İşlevsel olarak diğer kazanlardan biraz farklı olsa da buhar üretir.

Gaz türbinlerinden yaklaşık 600°C sıcaklıkta çıkan sıcak hava üç farklı basınç seviyesinde buhar üretmek üzere iki atık ısı kazanının içlerindeki ısı eşanjörlerinden geçirilir. Yüksek basınç seviyesinde buhar sıcaklığı 567°C sıcaklığa kadar ulaşır. İki AIK' den gelen üç basınç kademesindeki (120–26–5 bar) kızgın buhar şaftlarından birbirleri ile bağlanmış olan yüksek, orta ve düşük basınç türbinlerine yönlendirilir. Kızgın buhar, buhar türbininin kanatları arasından geçerken genleşerek ısıl enerjiyi dönme hareketine çevirir. Dönme hareketindeki bu mekanik enerji de aynı şaft üzerindeki buhar türbin jeneratöründe elektrik enerjisine çevrilir.

Düşük basınç buhar türbini çıkışında enerjisi alınmış durumdaki "çürük" buhar, su soğutmalı bir yoğuşturucuda yoğuşturularak tekrar buharlaştırılmak üzere su halinde kazanlara gönderilerek çevrimin devam etmesi sağlanır. Bir AIK, su buhar devresi bir ekonomizer, bir evaporatör ve baca gazı kanalına yerleştirilen bir süper ısıtıcı (kızdırıcı) dan oluşur.Evaporatör bölümünde olan bobinler sirkülasyon yaratmak için kullanılır.

### 4.4.2 Tek Geçişli Buhar Üreteci (OTSG)

Once Through Steam Genarator (Tek Geçişli Buhar Üreticisi) olarak adlandırılan tek geçişli kazan boruları, sürekli giden ön ısıtma, buharlaştırıcı ve kızdırıcı borulardan oluşan bir kazandır. Kazana su en üst noktadan (soğuk noktadan) girer. Kazan boruları paralel monte edilmiş olup bir ortak header ile su girişi olup, ortak bir buhar çıkışı vardır. Su sirkülasyonun ortasında iken buhar fazına geçer ve alt kısımda kızdırıcıya girer. Gaz akışı su akışının tam ters yönündedir. Gazın en yüksek sıcaklığa ulaştığı noktada, su buhar fazına geçmiştir. Bu durumda buhar kızgın buhar haline gelir.



**Şekil 4.6** Atık Isı Kazanı (OTSG) görünüşü

#### 4.4.2.1 OTSG' nin Çalışması

Bir OTSG'de buhar ve su kazanı veya blöf sistemi yoktur. Tüm sular kazana girer ve buhar olarak çıkar. Start-up sırasında, buhar üretimi besi suyunun girişinden itibaren kısa süre sonra başlayabilir. Buhar üretiminin başlaması egzost gazının OTSG' den çıkışındaki minimum gerekli olan sıcaklık değerine ulaştığı değerdeki bu değer termal şokun düşmesine neden olan sıcaklıktır ve OTSG' nin hayatının uzamasına neden olan sıcaklıktır. Bu sıcaklık değeri soğuk kalkıştan kuru operasyona geçiş sıcaklığı olarak dizayn edilmiş olan değer 538°C'dir.

OTSG' ye başlangıçta giren su, buhar üretildiğinde egzost giriş sıcaklığına çok yaklaşacaktır. Bu yüzden star-up sırasında buhar sıcaklığı proses için izin verilen buhar sıcaklığından daha yüksek olabilir.(buhar işletme ve gaz türbin dizaynına bağlı olarak değişir)Santralde, Buhar Sistemi OTSG' den buharı Buhar Türbini veya İşletme'ye veya Kondenser Sistemi'ne vermeden önce atmosfere verecek şekilde dizayn edilmiş olmalıdır.

Buhar kazanı, bir kez besi suyu akışı tam yüke çıktığında buhar sıcaklığını kendi kendine kontrol edebilir. Tam yükte veya tam yüke yakın durumda, besi suyu akışı yükselirse çıkış sıcaklığı düşecektir. Tüm besi suyu OTSG' ye girip buhara

dönüştüğünden, besi suyunun kalitesi boruların içerisinde kısırlaşma olmaması, proses için en iyi kalitede buhar üretimi için yüksek olmalıdır. Gerek ph gerekse iletkenlik sürekli kontrol edilip izlenmelidir.

### 4.5. Condensat Sistemi

Condensate sisteminin temel amacı ACC' de yoğuşturulup hotwell'e gelen condensate'in (yoğuşum suyunun) kazan besi suyu pompalarının (feedwater pompaları) emişine pompalamaktır. Air ejektöre ve gland steam condenser'e gelen buharın soğutulup yoğuşturulmasında condensate suyu kullanılır. Bunlara ilave olarak kazan besi suyunun kimyasal şartlandırılması yani PH ayarı için amonyak dozlaması, $O_2$ eliminasyonu için karbo hidrazine dozlaması condensate sistemine yapılır.

Condensate sistemi şu ekipmanlardan oluşur:

• Her biri 100% kapasiteli iki adet condensate extraction pompası.

• Hotwell'den feedwater pompa emişlerine kadar olan condensate hatları.

• Reject kontrol hattı (condensate ana hattı – storoge tank arası), buhar türbini eksoz sistemine hood spray hattı, sample panele giden numune hatları ve hotwell'e minimum flow hattı gibi branşman hatları.

• Feedwater pompa emiş basıncındaki ani değişimleri dengelemek için kollektere bağlı bladder tank.

• Kontrol vanaları, manuel vanalar, enstrumanlar (basınç, sıcaklık, flow transmitterleri, swiç elemanları).

### 4.6. Steam Jet Air Ejektör

Bernoulli prensibinin özel bir durumu olan venturi etkisi bu cihazın çalışmasını sağlar. Bir enjektör veya fişkırtıcı kısılıp genişleyen bir memenin venturi etkisini kullanarak, hareketli akışkanın basınç enerjisini, bir düşük basınç alanı yaratıp, hız enerjisine çevirerek, hareketli akışkanı çekip, emme akışkanın buna karışmasını sağlar.

Santralde; yardımcı buhar kazanından gelen buharın, kondens pompası ile yoğuşturulmasını sağlar.



**Şekil 4.7** Steam Jet Air Ejektör görünüşü

## 4.7.GSC (Gland Steam Condenser)

Gland kondenser buhar türbininden gelen buharla, demiralizasyon suyunun ısıtıldığı bir kondenser çeşididir. Daha sonra bu su boiler kazanına gönderilir. Böylece buhar kazanına gönderilen besleme suyu için daha az enerji kullanılarak kazanç sağlanmış olur.



**Şekil 4.8** Gland Steam Condenser görünüşü

## 4.8. Su Arıtma Ünitesi

a. Ham Su: Ham su kaynakları yer altı ve yerüstü suları olmak üzere iki kısma ayrılır. Santralımızda ham su olarak yeraltı suyu kullanılmamaktadır, Kayalı Barajından boru hattı ile getirilen su, ham su tankında depolanır. Yeni kurulacak tesisde yeraltı suyu kullanılmayacaktır.

b. Demineralize Su: Suda çözünmüş bulunan bütün tuzların giderilmesi ile elde edilen suya demineralize denir.

c. Kum Filtreleri: Ham su tankından alınan su önce kaba kirliliklerin (askıda katı maddeler) alınabilmesi için Kum Filtrelerinden (Multi Media) geçirilir. Kum filtreleri tandem olarak çalışmaktadır.



**Şekil 4.9** Kum Filtreleri



**Şekil 4.10** Aktif Karbon Filtreleri

Daha sonra suyun içersindeki organik maddelerin ve klorun alındığı Aktif Karbon filtrelerinden geçer. Aktif Karbon filtreleri de tandem olarak çalışmaktadır.

Burada, söz konusu olan sadece fiziksel bir süzme işlemi değildir. Aktif karbon sistemler, fiziko-kimyasal arıtma yapan sistemlerdir ve suyun arıtılması esnasında adsorpsiyon mekanizması işlemektedir. Aktif karbon kömürümsü ancak çok geniş yüzey alanına (1000–1500 $m^2/gr$) sahip bir malzemedir. Organik kirliliğin olduğu sularda ve klor giderme amacıyla yaygın olarak kullanılmaktadır.

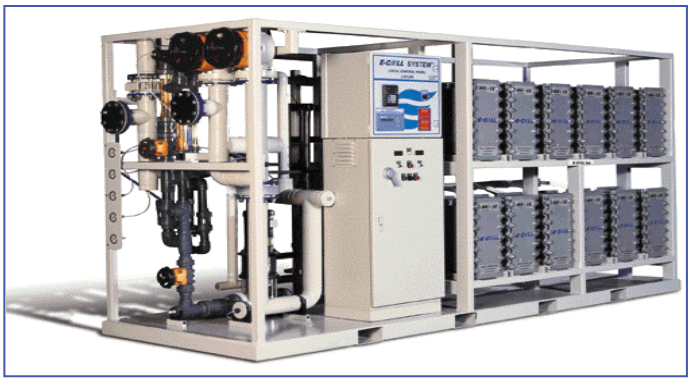
d. Kartuş Filtre Sistemi: Buradan geçen su 5 mikronluk ön filtrelemenin yapıldığı Filtre Sisteminden geçer. Su içersindeki ilk kum filtreleri tarafından yakalanmayan askıdaki katı maddeleri tutan, boru şeklindeki filtre elemanlarıdır.

e. Ters Ozmos (Reverse Osmosis) Sistemi: Ön filtreleme ile tüm partiküllerden arınan su, ters Ozmos (Reverse Osmosis) sistemine girer ve iletkenliği yaklaşık 300 µs/cm'den, 5 µs/cm'ye düşürülür.




**Şekil 4.11** Ters Ozmos Sistemi(Anonim)

f. E-Cell (Elekro-De-Ionize) Sistemi: Reverse Osmosis sisteminden çıkan su elektroliz yolu ile anyon ve katyonları ayrıştığı su E-Cell ünitesine girer. E-Cell Ünitesi son teknolojik bir arıtma sistemi olup, kimyasal kullanmadan ve minimum Atık su ile arıtma yapan çevre dostu bir ünitedir.



**Şekil 4.12** E-Cell Ünitesi.

g. Kondens Polishing Sistemi: Su Arıtma Ünitesi içersinde ayrıca Atık Isı Kazanlarında üretilen buharın su haline dönüştürüldükten sonra (kondens) tekrar çevrime verilmeden önce temizlendiği Kondens Polisher üniteleri mevcuttur. Kondens Polisher Üniteleri iyon değiştirme prensibine göre çalışmaktadır.

h. Nötralizasyon Sistemi: Gerek Reverse Osmosis, gerek E-Cell Ünitelerinden saf olmayan sular Nötralizasyon Tankında toplanır. Burada otomatik olarak pH kontrolu yapıldıktan sonra Fiziksel Arıtma havuzuna gönderilir.

i. Fiziksel Arıtma ve Yağ Toplama Merkezi: Nötralizasyon sisteminden gelen, pH kontrolü yapılmış, uygun pH'daki sular ile santral sahasından toplanan yağmur suları fiziksel arıtma havuzuna gelir. Burada geniş bir hacim içerisine gele suların hızı sıfıra yakın bir seviyeye kadar azalır. Hızdaki bu yavaşlama sayesinde fiziksel arıtma havuzunda toplanan sularda dinlenme ve çökelme işlemi sağlanır.

Santralde yağ karışması muhtemel drenajlar ayrı borulama ile "yağlı drenaj toplama ve ayrıştırma" sistemine gelir. Bu sistem yağlı drenaj toplama havuzu ve ayrıştırılan yağların toplandığı, birbirlerine uygun borulama ve vana düzeneği ile bağlı olan iki adet havuzdan oluşur.

### 4.9.Generatör

Mekanik dönme hareketi enerjisini elektrik enerjisine çeviren, dinamik elektrik makineleridir. Generatörlerin elektrik enerjisini üretebilmeleri için başka bir güç kaynağı tarafından döndürülmeleri gerekmektedir. Uygulamada generatörlere dönme hareketi veren makineler çok çeşitlilik arz etmekle birlikte yaygın olan makineler su, gaz ve buhar türbinleridir. Dizel motorlar, rüzgar gülleri, dalga düzenekleri de elektrik üretimi amaçlı generatör tahriki yapılan makinelerin başlıcalarındandır.

Ürettikleri elektrik enerjisinin gerilim parametrelerine göre generatörler doğru akım ve alternatif akım generatörleri olarak çeşitlenirler. Doğru akım generatörlerinin kullanımı çok özel amaçlar için olanlar dışında yok denecek kadar azdır. Alternatif akım elektrik enerjisinin üretim, iletim ve tüketimdeki kolaylığı ve tüm bunların çok daha düşük maliyetlerle yapılabilmesi onu elektrik enerji türü olarak neredeyse alternatifsiz hale getirmiştir.

Generatörler aynı zamanda kendilerine uygulanan mekanik gücü %98 varan oranlarla elektriksel güce dönüştüren çok yüksek verimli makinelerdir. Elektrik enerjisini üretebilmesi için gerekli yegane girdisi "mekanik dönme hareketi enerjisi" ve dönen rotor sargılarına manyetik alan oluşturmak için verilen çok küçük güçlü uyarma

akımıdır. Bu da generatörleri çok temiz makineler haline getirmektedir.

Santralde gaz türbinlerine bağlı generatörler 37,8 MVA (Mega Volt Amper) ve buhar türbinine bağlı generatör 30,63 MVA gücündedir. Burada bahsedilen MVA güç birimi elektrikte görünür güç olarak ifade edilen güç birimidir. Görünür güç, gerçek anlamda fiziksel bir iş yapan aktif güç ile, elektrik makinelerinin çalışmasında temel olan manyetik alanın oluşturulabilmesi için gerekli reaktif gücün vektörel bileşkesi olan güçtür.

# 5. YANMA ODALARI VE TASARIMLARI

Yanma odası, gaz türbininin en basit yapıya sahip elemanıdır. Bununla beraber dizaynı ve geliştirilmesi teorik çalışmalardan çok deneysel ve pratik çalışmalara ve uzun sürede kazanılan tecrübelere dayanmaktadır.

Kısaca belirtmek istersek, yanma odasının görevi çalımsa akışkanı olan havaya termal enerjiyi kazandırmaktır. Bu maksat için yakıt yanma odasında doğrudan doğruya yüksek basınçtaki çalışma havası içinde yakılır, diğer bir ifade ile yanma odası direkt ısıtmalı bir hava ısıtıcısıdır.

Çalışma değerlerini söyle özetleyebiliriz: yanma odası giriş sıcaklıkları kompresör basınç oranına bağlı olarak basit gaz türbini için 400–800 K rejeneratörlü gaz türbini için 650–850 K düzeyindedir. Yanma odası çıkış sıcaklıkları sanayi tipi ağır gaz türbinlerinde 920–1100 K, uçak gaz türbinlerinde ise 1100-1600 K civarında olup bunun 1100-1700 K seviyesine çıkartılması için çalışmalar yapılmaktadır. Yanma odasındaki hava basıncı tam yük için ufak gaz türbinlerinde 45 psia, büyük ve komplike gaz türbinlerinde ise 370 psia düzeyindedir. Gaz türbinlerinin saniyede birkaç yüz litreye varan büyük miktarlarda hava kullanması, çalışma havasına çok küçük bir hacimde büyük miktarlarda termal enerji beslemesini gerektirir.

Örneğin, modern uçak gaz türbinlerinde kullanılan yanma odalarında açığa çıkan enerji 20000 Btu/ft/sn düzeyindedir. Çalımsa akışkanının endirekt ısı değişim kazanlarında açığa çıkan termal enerji ise 7–100 Btu/ft/sn arasındadır. Dolayısıyla yanma odalarında meydana gelen sıcaklıklar da çok yüksek olup yanmanın cereyan ettiği bölgedeki alev sıcaklığı 1950–2200 K civarındadır.

En yüksek alaşımlı çeliklerin bile eriyeceği bu sıcaklıklar yanma odasının sıcaklığa maruz yüzeylerinde birtakım önlemlerin alınmasını gerektirir. Bu nedenle yanma odasında beslenen havanın 1/3 ‘ünden az kısmı yanma için kullanılırken kalan büyük kısmı yanma odası cidarlarını materyalin müsaade edeceği sıcaklığa soğutmak için kullanılır.

## 5.1. Yanma Odası İçin Gerekli Özellikler

İyi bir yanma odası için gerekli olan özellikleri şu şekilde sıralayabiliriz:

1. Yüksek yanma verimi
2. Minimum basınç düşmesi
3. Çıkış sıcaklığı düzgünlüğü
4. Yanma kararlılığı
5. Ateşleme kolaylığı, pozitif ateşleme
6. Düşük materyal sıcaklığı
7. Kısa alev boyu
8. Az karbon teşekkülü
9. Temiz egzost

Bunların ilk üçü doğrudan gaz türbini performansını etkileyen özelliklerdir. Yanma verimi yakıt sarfiyatını, basınç düşmesi ise hem yakıt sarfiyatını hem de gaz türbininden elde edilen net işi etkiler. Basınç düşmesinin minimum seviyede muhafazası kısa yanma odası boyu ve düşük akış miktarı kullanılmasını gerektirir. Diğer taraftan yanmanın iyi olması için hava miktarının belirli limitler içinde muhafazası gerekir ve kısa yanma odası boyu türbin kanatlarının aleve maruz kalmasına sebep olur. Ayrıca hava akış hızı çok yüksekse alev türbin girişine doğru kayacak, hava hızı çok düşükse alev nozul ucuna doğru geri teperek sönecektir.

Dolayısıyla bu özeliklerden bazıları birbiri ile çelişkili özeliklerdir.Çıkış sıcaklığının düzgünlüğü faydalanılabilen türbin giriş sıcaklığını belirleyeceği için gaz türbininden elde edilen net işi belirler.Sıcaklık dağılımı muntazam değilse,ortalama türbin sıcaklığı düşecek,bu ise gaz türbini performansını etkilememekle beraber kararlı çalışma ve uzun bir çalışma ömrü için gerekli özellikler olup eşit derecede önem taşırlar. Yanma kararlılığı, geniş bir yakıt/hava oranı bölgesinde yanmanın dengeli olması ve rölantiden tam yüke kadar ki yük değişmelerinde yanmanın kaybolmaması anlamı taşır. Ateşlemenin gecikmesi sebebiyle yanma odasında birikecek yakıtın meydana getireceği sıcak starta(hot start) mani olmak için ateşleme kolaylığı veya pozitif ateşleme özelliği gereklidir. Düşük materyal sıcaklığı yanma odasına uzun bir

çalışma ömrü sağlamak için gerekli bir özeliktir ve ancak yanma odası cidarlarında soğutma uygulaması ile mümkündür. Ayrıca yanma odası bünyesinde büyük sıcaklık farklılıklarının bulunması istenir. Bu durum yanma odasının deforme olmasına ve çatlamasına sebep olur. Yanma odasında karbon birikimi bikrimin meydana geldiği bölgelerin sıcak gaza maruz yerlere nazaran daha düşük sıcaklıkta olmasına ve dolayısıyla lokal deformasyonlara sebep olabilir. Kısa alev boyu türbin kanatlarının direkt aleve maruz kalmaması için gerekli bir özeliktir. Temiz egzost, minimum çevre kirliliği için istenen bir özelliktir ve doğrudan doğruya yanma odasındaki yanma işlemi ile ilgilidir. Yukarıda belirtildiği gibi bütün özeliklerin çoğu birbirinden bağımsız olmakla beraber bazıları birbiri ile çelişkilidir.

## 5.2. Yanma Odası Yapısı

Gaz türbinlerinde çok çeşitli tip dizaynlara sahip yanma odaları kullanılmakla beraber bunların hepsi aynı fonksiyonları az çok aynı şekilde icra ederler. Kısaca özetlersek yakıt bir nozul vasıtasıyla atomize edilerek yanmanın ve alev stabilizesinin meydana geldiği bölgeye püskürtülür. Bu bölgede gelen hava ve yakıt alevle karışarak yanma sürdürülür bilahare yüksek sıcaklıktaki yanma gazları kalan hava ile karışarak türbin girişinde muntazam sıcaklık değişimi sağlanır.

## 5.3. Yanma Odası Komponentleri

Motorda birkaç tip yanma odası bulunabilir ve hepsinde ortak olan iki ana kompenent vardır.

Case(İç ve Dış): Yanma odasının dış muhafazasıdır. Hava basınç yüklerini karşılar /taşır İç ve dış motor komponentleri sıcak gazlardan korur. Flametube ve diğer komponentleri taşır.(yakıt nozulları ve bujileri)

Flame Tube: Alevi kontrol ve yataklık ederek yönlendirir. Delik ve slotları olan birçok segmentten yapılmıştır.

## 5.4 Yanma İşlemi

Yanma işlemi aşağıdaki adımlardan oluşur.

- Sıkıştırılmış hava yanma odasına girer
- Yakıt nozulları, yakıtı hava akısının merkezine doğru püskürtürler.
- Yakıt buharlaşarak hava akısına karışır.
- Bujiler elektrikli ateşleme yapar

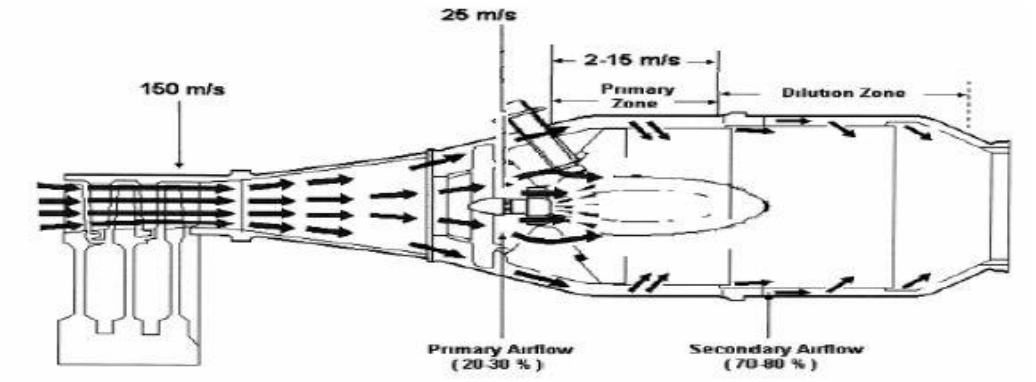
Yanma başladıktan sonra ateşleme durur.

- Yakıt ve hava temini kesintisiz olduğundan yanma devam eder.
- Doğru ve emniyetli yanma için iki koşulun sağlanması gerekir
- Doğru hava/yakıt karışım oranı
- Hava hızının tam yanmayı sağlayacak düşüklükte olması

Tam yanma, 1 birim yakıt için 15 birim hava gerekir

Kompresörden gelen hava primer ve sekonder akış olarak ikiye ayrılır.

- Prime rakıs yanma için kullanılır ( kompresörden gelen havanın %20-30'udur )
- Sekonder akış, yanma odasının primer bölgesinden bypass olup, sekonder bölgesinde sıcak gaz ile karışır ( kompresörden gelen havanın %70-80'idir )




**Şekil 5.1** Yanma işlemi

Primer bölge, alevin stabil olduğu yerdir. Sekonder havanın bir kısmı, primer bölgede alevi, flametube duvarlarından ( çeperinden )uzak tutmak için kullanılır. Alev sıcaklığını 2000 C ye ulaştığı bu bölgede bir film soğutma tabakası oluşturur.

Sekonder havanın büyük kısmı yanma odası malzemesinin yüksek sıcaklıklardan etkilenmemesi için soğutma görevi yapar. Yine bu havanın çoğu deultion deliklerinden sekonder bölgesine girer.

Yanma odası girişinde genellikle bir difuzör bulunur. Görevi kompresörden gelen havanın hızını azaltmaktır.

Doğru yanma için, hava akısının yanma odasına düşük hızla girmesi gerekir.

a) Bu şekilde alevin stabil olması sağlanır

b) Yanmanın primer bölgede bitmesi, sekonder bölgeye ve türbine sıçramaması sağlanır.

Hava akısı kompresörden yaklaşık 150m/s hızla gelir. Bu hız yanma işlemi için çok yüksektir.

Difüzörde hız yaklaşık 25m/s ye düşer ki bu hızda yanma odası için çok yüksektir. İstenen oranda karışımın sağlanabilmesi için akış hızı 2-15m/s olmalıdır. Bu yüzden restrictor (kısıtlayıcılar) ve swirlvane (helezonlar) kullanılır. Bunlar vorteks meydana getirerek yakıt ve havanın karışmasına yardımcı olurlar.

## 5.5. Yanma Odası Tipleri

Üç tip yanma odası vardır

a) Can tip

b) Can-annular tip

c) Annular tip

### 5.5.1 Can (Odacık) Tip Yanma Odası

Santrifüj tip kompresörlü eski gaz türbin motorlarında kullanılır. Her yanma odacığının kendi hava temin duct'ı, yakıt nozulu, flame tüpü ve case'i vardır.

Tek odacıklı tipleri genellikle küçük gaz türbinli motor ya da APU' larda kullanılır. Çok odacıklı tipleri ise genellikle turbo prop, turbo jet motorlarda kullanılır. Odacıklar birbirine iç bağlantı boruları ile bağlanır, bu yapı ateşlemenin bir odacıktan diğerine geçmesine izin verir. Ateşleme için iki adet buji kullanılır, tüm odacıklardaki basınç eşitlenir.

Avantajları,

a) Tasarımı basittir

b) Yapısal mukavemeti iyidir

c) Odacıklar birbirinden bağımsız değiştirilebilirler.

Dezavantajları,

a) Büyük ve ağır oluşu nedeni ile fazla yer kaplar.

b) Kompresör havasını getiren duct'ların komplike olması aerodinamik kayıpları arttırır.

c) Ateşlemenin bir odacıktan diğerine geçişinde zorluklar vardır.

### 5.5.2 Can/Annular Tip Yanma Odası

Basit bir yapısı vardır. Flame tüpler yanma bölgesini çevrelerler. Ortak iç ve dış case içinde bulunurlar. Flame tüpler birbirine iç bağlantı boruları ile bağlıdır.

Avantajları,

a) Yapısal mukavemeti iyidir

b) Hava Temini daha basittir (Komplike besleme ductlarına gerek yoktur).

c) Benzer çok odacıklı tiplerden daha küçük ve hafiftir.

Dezavantajları,

a) Aerodinamik kayıplar oldukça fazladır.

b) Bir flametube'den diğerine ateşleme zorluğu vardır.

### 5.5.3 Annular (Kovan) Tip yanma Odası

Modern gaz türbinli motorlarda çok kullanılan bir modeldir.

Flame tüp genellikle üç parçadan oluşur.

Dome, iç (inner) liner, dıs (outher) liner

Dome üzerinde, yakıt nozullarının takılacağı, swirlvanelerle çevrelenmiş delikler vardır.

*Avantajları:*

a) Küçük ve hafiftirler

b) Daha büyük yanma hacmi vardır.

c) Verimi daha yüksek olur

d) Tam ve dumansız yanma elde edilir

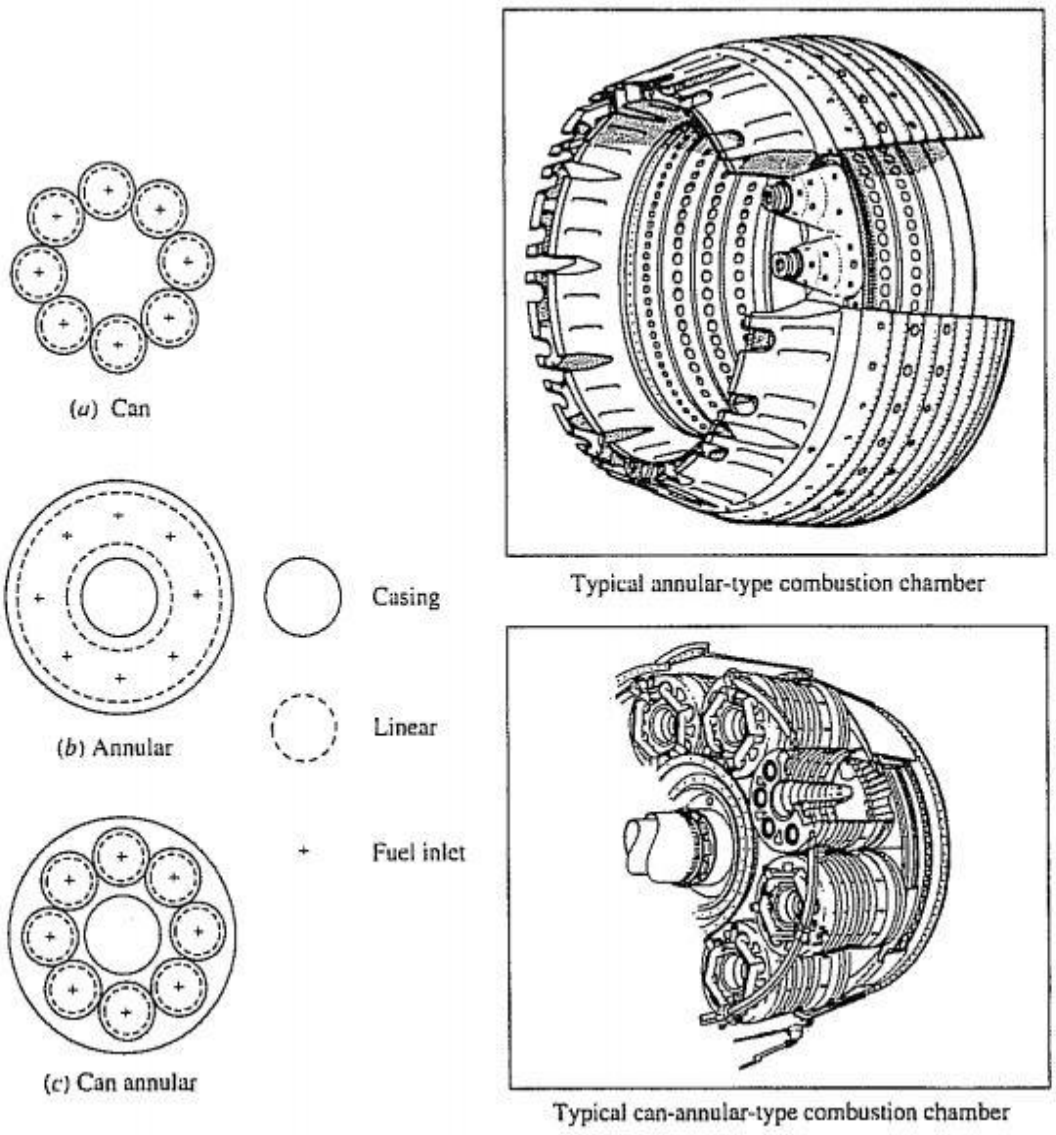
e) Alevin yanması kolaydır.

f) Türbinde daha iyi ısıl yük dağılımı olur

Dezavantajları

a) Üretimi pahalıdır.

b) Söküm/montaj zordur ve zaman alır (yüksek bakım maliyeti).




**Şekil 5.2** Yanma Odası Tipleri

# 6. EKSERJİ ANALİZİ

## 6.1. Ekserjinin Tanımı

Çevre sıcaklığında çalışan enerji sistemleri için, "kullanılabilir enerji" olarak da bilinen ekserjiyi, enerjinin faydalı kısmı olarak düşünebiliriz. Yani enerjinin faydalı kısmı, enerjinin başka enerji formuna dönüştürülebilen kısmıdır. Bir madde ya da bir enerji akışına bağlı ekserji; baca gazı, soğutma suyu ve ısı kaybı şeklinde çevreye atılır. Hem ekserji tahribi hem de ekserji kaybı, termodinamiğin ikinci kanun analizi de denilen "Ekserji Analizi"nden saptanır. Termodinamiğin ikinci kanunu, hem bir enerji taşıyıcının gerçek termodinamik değerini hem de proses yada sistemlerden olan kayıpların ve gerçek termodinamik yetersizliğin hesaplarının yapılabilmesi sonucu ile bir enerji dengesini tamamlar ve geliştirir. Ekserji tahribi direkt olarak sistem içindeki tersinmezliklerin sonucudur.

## 6.2.Ekserjinin Önemli Boyutları

• Ekserji, sistem ve çevrenin bir arada oluşturduğu kombine çevrimden elde edilebilen maksimum teorik iştir. Buradaki sistem, verilen bir durumdan çevre ile denge durumu olan ölü duruma geçer. Ölü durumda kombine sistem enerjiye sahiptir ancak ekserjiye sahip değildir.

• Sistemin tüm durumları için ekserji, sıfıra eşit ya da sıfırdan büyüktür.

• Değeri sistem durumu ile belirli olduğundan ekserji, ekstensif özelliktir ve burada bahsi geçen çevre daha önceden belirlenmiş olmalıdır. Ekserji, birim kütle ya da birim mol başına göre yazıldığında intensif özellik olarak temsil edilebilir.

• Ekserji, sistem durumunun çevresel durumdan uzaklaşma ölçüsüdür. Verilen bir durumdaki T sıcaklığı ile çevrenin $T_0$ sıcaklığı arasındaki fark büyüdükçe ekserji değeri de buna bağlı olarak büyür.

• Çevreye göre göreceli olarak belirlendiğinden, sistemin kinetik ve potansiyel enerji büyüklerinin tamamı ekserji büyüklüğüne katılır.

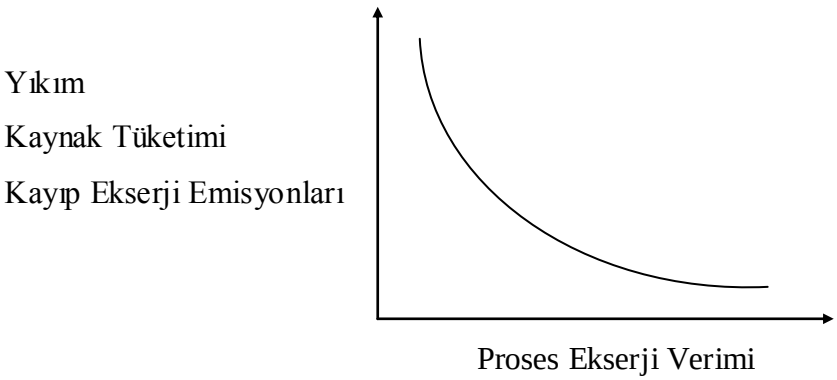
• Ekserji, kimyasal ve termo-mekaniksel ekserjilerin toplamı şeklinde ifade

edilir. Termo-mekaniksel ekserji, fiziksel, kinetik ve potansiyel ekserji şeklinde sınıflandırılır.

• Ekserji, sistemler arasında transfer edilebilir ve sistemler içindeki tersinmezlik yüzünden tahrip edilebilir. Bununla beraber ekserji, bir ekserji dengesi ile açıklanabilir.

### 6.3. Ekserjinin Önemi

Günümüzde birincil enerji kaynaklarının sınırlı olup hızla azalıyor olması ve buna bağlı olarak da enerji maliyetlerinin hızla artmasından dolayı, termal sistemlerdeki enerji kayıplarının belirlenmesinde ekserjetik analizler büyük önem kazanmıştır. Ekserji kayıplarının azalması, yani ekserji veriminin artması halinde proseste gerçekleşecek yıkım, kaynak tüketimi ve kayıp ekserji emisyonları ters orantılı olarak azalacaktır.




**Şekil 6.1** Bir prosesin ekserji verimi ile yıkım, kaynak tüketimi ve kayıp ekserji emisyonları arasındaki ilişki (Rosen ve Dinçer 1997).

### 6.4. Enerji ve Ekserji

Rosen ve Dinçer (2001) tarafından geniş kapsamlı olarak ele alındığı gibi, ekserji; enerji çevre ve sürdürülebilir gelişmenin bir karışımı olarak karşımıza çıkar. Enerji, genelikle iş yada iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanır. Ekserji ise, iş ya da iş üretebilme kabiliyetir.

Ekserji, en kısa ifade ile kullanılabilir enerji şeklinde tanımlanmaktadır. Ekserji aynı zamanda, verilmiş bir durumda bütün diğer enerji türlerine dönüştürülebilen enerji

miktarının bir ölçüsü de olmaktadır. Diğer enerji türlerine dönüşebilme özelliği enerjinin değer ölçüsü olarak alınırsa, çeşitli enerji türleri üç ayrı grupta toplanabilir:

Ekserjetik analizde, termodinamiğin 2. kanunu ve maddenin korunumu prensibi kullanılmaktadır. Tablo 6.1'de enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması verilmiştir.

**Tablo 6.1** Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması (Wall&Gong 2001, Çengel vd. 2002)

| **Enerji** | **Ekserji** |
|---|---|
| Termodinamiğin I. Kanunu ile ilgilidir. | Termodinamiğin II. Kanunu ile ilgilidir. |
| Daima Korunur. Yoktan var edilemez veya yok edilemez. | Tersinir proseslerde korunur, tersinmez proseslerde daima kaybolur. |
| Enerji, hareket veya hareket üretebilme kabiliyetidir. | Ekserji, iş veya iş üretebilme kabiliyetidir. |
| Niceliğin bir ölçütüdür. | Niceliğin ve kalitenin bir ölçütüdür. |
| Sadece madde ve enerji akış parametrelerine bağlı, çevre parametrelerinden bağımsızdır. | Madde ve enerji akış parametrelerinin yanı sıra çevre parametrelerine de bağlıdır. |

1) Diğer enerji türlerine sınırsız veya tamamen dönüştürülebilen enerji (örneğin; mekanik enerji, elektrik enerjisi, potansiyel enerji, kinetik enerji vb.)

2) Diğer enerji türlerine sınırlı dönüştürülebilen enerji (örneğin; iç enerji, ısı enerjisi vb.)

3) Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi imkansız enerji (örneğin; çevrenin iç enerjisi vb.)

Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi olanak dışı olan enerjiye anerji adı verilmektedir. Dolayısıyla bütün enerji türleri için en genel bir ifade şöyle yazılabilir.

Enerji = Ekserji + Anerji

Mekanik enerji ve elektrik enerjisi gibi enerji türlerinin anerji bölümü sıfıra eşittir. Aynı şekilde çevrenin iç enerjisinin tamamı anerji olduğu için çevre enerjisinin ekserjisi de sıfıra eşit olmaktadır.

Ekserji, mühendislik biliminde iki temel konuyu kapsamaktadır. Bunlar çevre ve

ekonomidir. Eko-teknolojik bakımdan ise ekserji, şu üç temel konsept kapsamında ele alınmaktadır.

1) En az çevresel etki, en fazla enerji ve enerji kaynaklarının ideal koşullarda işletileceği teknolojiler.

2) Çevreyi kirletme potansiyelleri yüksek olan maddelerin çevresel davranışları.

3) Çevresel değerlendirme, enerji ve toplum güvenliği.

Yukarıdaki temel ekserji konseptlerine bakarak ekserjinin termodinamik bir potansiyel olduğu, iş yapabilme ve kullanılabilir enerjinin bir ölçütü olduğu söylenebilir. Ekserji, aynı zamanda teknik iş yapma kapasitesi olarak da tanımlanabilir. Ekserji sadece faydalı enerji düşüncesinden oluşmayan, aynı zamanda çevreyi kirleten enerji kaynaklarının tüketiminin azaltılması ve yeni çevre dostu enerji kaynaklarının kullanıma sunulması gibi konuları da kapsayan çok önemli bir mühendislik yaklaşımıdır (Çengel ve Boles 1996).

### 6.5. Ekserji ve Çeşitleri

Ekserji kelimesi Yunanca ex(dış) ve ergon(kuvvet ve iş) kelimelerinden türetilmiştir ve enerjinin başka bir enerjiye tamamen dönüşen kısmına denir. Başka bir deyişle ekserji, tamamen başka bir enerjiye dönüşen enerji oranını göstermektedir. Daha sonraları ekserji, verilen şartlardaki bir sistemin, çevresi ile aynı şartlara getirilmesi sonucu elde edilebilecek maksimum iş potansiyeli şeklinde tanımlanmıştır (Çengel ve Boles 1996).

Ekserjinin çok çeşitli bileşenleri vardır. Eğer nükleer, magnetik ve yüzey gerilimlerinin tesirleri yok kabul edilirse, ekserji dört ana parçaya ayrılabilir. Bunlar: fiziksel ekserji, kimyasal ekserji, potansiyel ekserji ve kinetik ekserjidir.

$$E = E_P + E_K + E_{CH} + E_{PH} \tag{6.1}$$

Kinetik ve potansiyel ekserjinin toplamına termodinamik ekserji adı verilmektedir. Sistemin sahip olduğu kinetik ve potansiyel enerji prensip olarak % 100 verimle işe dönüştürülebilir. Dolayısıyla sistemin potansiyel ve kinetik ekserjileri, sahip olduğu potansiyel ve kinetik enerjilere eşittir. Özgül olarak bu ekserjiler aşağıdaki gibi

yazılabilir.

$$e_k = 1/2.V^2 \tag{6.2}$$

$$e_P = g.z \tag{6.3}$$

### 6.5.1 Fiziksel Ekserji

Kinetik ve potansiyel ekserji bittiğinde maksimum kullanılabilir iş, fiziksel enerji olarak tanımlanır. Bu da sistemin sahip olduğu P, T şartlarından, sınırlandırılmış ölü bölgeye yani $P_0$, $T_0$ şartlarına geçerken elde edilebilecek iştir.

$$e_{ph} = (u - u_0) + P_0 (v - v_0) - T_0 (s - s_0) \tag{6.4}$$

Birçok mühendislik uygulamalarında fiziksel ve kimyasal ekserjinin yanında kinetik ve potansiyel ekserji ihmal edilebilir. Bu durumda, kimyasal tepkimeler haricinde bir sistemin iki hal değişimi arasında ekserji dengesi yazılabilir.

I. hal için ekserji denklemi:

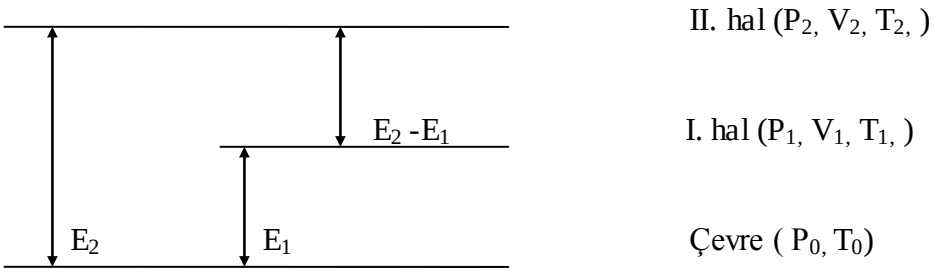
$$E_1 = (U_1 - U_0) + P_0 (V_1 - V_0) - T_0 (S_1 - S_0) + KE_1 + PE \tag{6.5}$$

II. hal için ekserji denklemi :

$$E_2 = (U_2 - U_0) + P_0 (V_2 - V_0) - T_0 (S_2 - S_0) + KE_2 + PE_2 \tag{6.6}$$

İki hal arasındaki ekserji dengesi:

$$E_2 - E_1 = (U_2 - U_1) + P_0 (V_2 - V_1) - T_0 (S_2 - S_1) + (KE_2 + PE_2) + (PE_2 + PE_1) \tag{6.7}$$




**Şekil 6.2** İki denge arasındaki ekserji farkı

Yukarıdaki ekserji denge denkleminde kinetik ve potansiyel ekserji farkları ihmal edildiğinde iki hal arasındaki ekserji farkı fiziksel ekserjiler arasındaki farka eşit olur.

### 6.5.1.1 Kapalı Sistemlerde Ekserji Dengesi

Ekserji dengesinin yazılabilmesi için öncelikli olarak enerji ve entropi dengesinin yazılması gerekmektedir.

Enerji dengesi:

$$(U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) = \int_1^2 \partial Q - W \tag{6.8}$$

Entropi dengesi:

$$(S_2 - S_1) = \int \left(\frac{\partial Q}{T}\right)_{Tb} + S_{\ddot{U}R} \tag{6.9}$$

Denklemler toplanırsa :

$$(U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) - T_0 (S_2 - S_1) = \int_1^2 \partial Q - W - T_0 \int_1^2 \frac{\partial Q}{T} - T_0 S_{\ddot{U}R} \tag{6.10}$$

Gerekli düzeltmeler yapılırsa:

$$(E_2 - E_1) - P_0(V_2 - V_1) = \int_1^2 \left(1 - \frac{T}{T_b}\right) \partial Q - T_0 S_{ÜR} - W \qquad (6.11)$$

Ekserji dengesi şeklinde düzenlenirse :

$$(E_2 - E_1) = \int_1^2 \left(1 - \frac{T}{T_b}\right) \partial Q - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{ÜR} \qquad (6.12)$$

Yukarıdaki denklem dört bileşenden oluşmaktadır. Bunlar :

a)Ekserji Değişimi ($E_2 - E_1$) **:** Sistemin iki hal arasındaki ekserji farkı olup, tamamen prosese ve prosesin yapılış şekline bağlıdır.

b)Isı transferinden kaynaklanan ekserji :

$$\dot{E}_q = \int_1^2 \left(1 - \frac{T}{T_b}\right) \partial \dot{Q} \qquad (6.13)$$

c)İş Transferinden kaynaklanan ekserji ve kullanılabilir net iş :

$$E_w = W - P_0 (V_2 - V_1) \qquad (6.14)$$

Sistemden transfer olan ekserji, $E_q$ ve $E_w$ nin toplamına eşittir.

d)Sitemdeki tersinmezliklerden oluşan ekserji bozunumu ve kaybı :

$$E_D = T_0 S_{ÜR} \qquad (6.15)$$

Böylece ekserji denge denklemi:

$$E_2 - E_1 = E_q + E_w - E_D \qquad (6.16)$$

### 6.5.1.2 Açık Sistemlerde Ekserji Dengesi

Açık sistemler için ekserji dengesi yazılabilmesi için giren ve çıkan maddelerin ekserjileri de denkleme ilave edilmelidir. Denklemin zamana göre türevi alınıp giren ve çıkan maddelerin ekserjileri denklemde yerine yazılır.

$$\frac{dE}{dT} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q} - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt}\right) - E_D + \sum_g \dot{m}_g \dot{e}_g - \sum_ç \dot{m}_ç \dot{e}_ç \qquad (6.17)$$

Sürekli akış hallerinde ekserji oranı ve hacim oranı sabit olacaktır. Dolayısıyla zamana göre türevleri de sıfıra eşit olur.

$$0 = \sum_j \dot{E}_{qj} - W - \dot{E}_D + \sum \dot{E}_g - \sum \dot{E}_ç \qquad (6.18)$$

Sisteme girenlerin ekserjileri çıkanların ekserjilerinden fazladır. Bu fark sistem içerisindeki tersinmezliklerden kaynaklanmaktadır. Giren ve çıkan maddelerin ekserjileri bunların fiziksel ve kimyasal ekserjileri toplamına eşittir.

$$e = e_{ph} + e_{ch} \qquad (6.19)$$

$$e_{ph} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \qquad (6.20)$$

Bir karışımda herhangi bileşenin özgül termomekaniksel ekserjisi aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$e_{tm,k} = h_k - h_{ko} - T_o \Delta s_k \quad . \qquad (6.21)$$

Burada $\Delta s$, özgül entropi farkıdır. İdeal gaz kabülü ile özgül ekserji değişimi aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\Delta s_k = s_k^o - s_{ko}^o - R_k \ln \frac{p_k}{p_{ko}} \qquad (6.22)$$

Burada $s^o$ referans durum entropisidir ve R gaz sabitidir.

Bir karışımda herhangi bileşenin özgül kimyasal ekserjisi aşağıdaki gibi tanımlanır Moran and Sciubba (1994):

$$\bar{e}_{ch,k} = \bar{\mu}_k - \bar{\mu}_{ko} \tag{6.23}$$

Burada $\bar{\mu}_k$ ve $\bar{\mu}_{ko}$ herhangi bir bileşenin çevreyle kimyasal dengeye gelmeden önceki ve geldikten sonraki kimyasal potansiyellerdir.

Herhangi bir komponentin özgül ekserjisi, termomekaniksel ve kimyasal ekserjiler toplamından da elde edilebilir.

$$e_k = e_{tm,k} + e_{ch,k} \tag{6.24}$$

Bir karışımın ekserjisi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\bar{e} = \sum_k y_k \bar{e}_k \tag{6.25}$$

Herhangi bir karışımın ekserji miktarı aşağıdaki ifadeden bulunabilir:

$$\dot{E} = \sum_k \dot{m}_k e_k \tag{6.26}$$

Kombine çevrimin ısıl ve ekserji verimleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\eta_t = \frac{\sum_k \dot{W}_k}{\dot{Q}_f} \tag{6.27}$$

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_k \dot{W}_k}{\dot{E}_f} \tag{6.28}$$

Burada $Q_f$ ve $E_f$ doğal gazın sırasıyla enerji ve esker değerleridir.

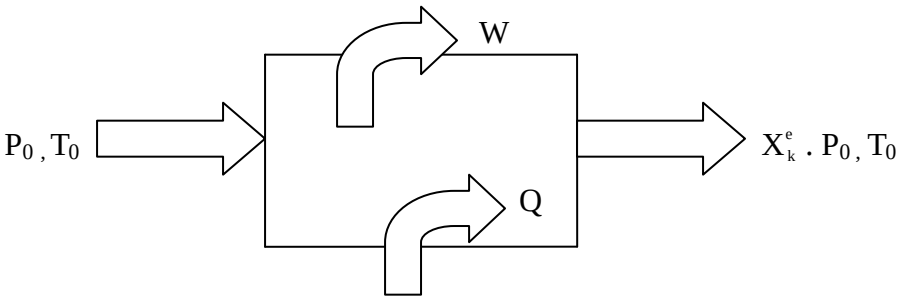
### 6.5.2 Kimyasal Ekserji

Sistem sınırlandırılmış ölü duruma geldikten sonra ölü hale geçerken elde edilebilecek ekserji, kimyasal ekserjidir. Kimyasal ekserji hesaplanabilmesi için sistemi oluşturan maddelerin ve çevrenin içeriğinin bilinmesi çok önemlidir. Çevre kendi içerisinde dengeli kabul edilir. Çevre şartları her yerde aynı olmadığı için standart bir çevre durumu kabul edilmiştir. Çevrenin standart sıcaklığı $T_o = 298$ K ve basıncı $P_o = 1$ bar dır. Bu durumda hesaplanan ekserji standart kimyasal ekserjidir. Çeşitli maddelerin standart ekserji değerleri çeşitli kaynaklarda tablolar halinde mevcuttur (Bknz:, Exergetics by Göran Wall, 2009). Hesaplamalarda bu tabloların kullanılması hesap kolaylığı sağlar.

Gaz karışımlarının standart kimyasal ekserjisi hesaplanırken çevre için gaz olarak hava alınır. Havanın içeriğinde $N_2$, $O_2$, $CO_2$, $H_2$ $O_{(g)}$ ve diğer gazlar vardır. Herhangi bir k gazı $T_0$ sıcaklığında ise kısmi basıncı:

$$P_k^e = X_k^e \cdot P_0 \tag{6.29}$$

Denkleminde e indisi çevreyi, $X_k$ gazın mol franksiyonunu simgeler.




**Şekil 6.3** İzotermal genişlemeyle sistemin hal değişimi

Şekil 3.5.2' de sisteme gaz $P_0$ , $T_0$ şartlarında girip izotermal olarak genişleme ile sistemden $Xk^e$, $P_0$, $T_0$ şartlarında çıkmaktadır. Tersinmezlikler göz önüne alınmaz ve sistem tersinir alınırsa maksimum teorik iş kimyasal ekserjiye eşit olur.

$$e_{k_{-ch}} = -\bar{R}T_0 1n\frac{X_k^e P_0}{P_0} = -\bar{R}T_0 1nX_k^e \tag{6.30}$$

N tane gazdan oluşan karışım içinde, bunların çevrede gaz halinde bulunması durumunda benzer hesaplama yapılabilir. Böylece her mol gaz için maksimum teorik iş:

$$e_{k_{-ch}} = -\bar{R}T_0 1n\frac{X_k^e}{X_k} \tag{6.31}$$

Bütün bileşenler yazılırsa:

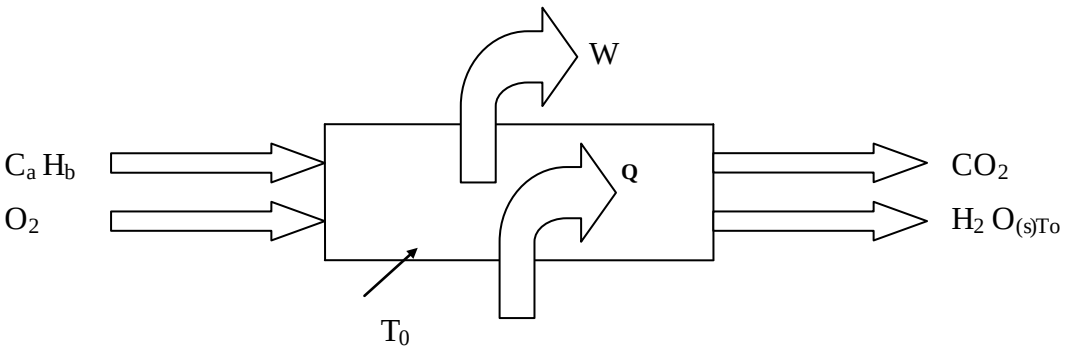
$$e_{-ch} = -\bar{R}T_0 \sum X_k 1n\frac{X_k^e}{X_k} \tag{6.32}$$

Bu da şu şekilde yazılabilir:

$$e_{-ch} = \sum X_k e_{k_{-ch}} + \bar{R}T_0 \sum X_k 1nX_k \tag{6.33}$$

Bu ifade bütün gaz karışımlarına uygulanabilir ve ideal olmayan gaz karışımlarına da genişletilebilir. Denklemlerdeki standart kimyasal ekserjiler tablolardan alınır.

Yakıtların kimyasal ekserjileri hesaplanmak istendiğinde prensip olarak, çevrede bulunmayan maddelerin standart kimyasal ekserjisi standart kimyasal ekserjisi bilinen maddeler yardımı ile hesaplanır. Şekil 4.3 te, yanma odasındaki akış verilmiştir. Burada yakıt $C_a H_b$ şeklinde bir hidrokarbon olarak tanımlanıp, sistemde $O_2$ ile yakılmakta ve $CO_2$ ile sıvı $H_2 O$ oluşmaktadır.




**Şekil 6.4** Yanma odasındaki akış

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\frac{\dot{Q}}{\dot{n}_f} - \left(\frac{\dot{W}}{\dot{n}_f}\right)_{ter} + e_{y_{-ch}} + \left(a + \frac{b}{4}\right)e_{O_{2_{-ch}}} - ae_{CO_{2_{-ch}}} - \frac{b}{2}e_{H_2O_{-ch}} - \dot{E}_D \qquad (6.34)$$

### 6.5.3 Ekserji Verimi

Sisteme giren ekserji, çıkan ekserjiden fazladır. Bunun sebebi ekserji bozunumu ve kayıplardır. Sürekli akış için:

$E_g = E_ç + E_D + E_L$ olacaktır. (6.35)

Ekserji bozunumu $E_D$ ve ekserji kaybı $E_L$ sitemin termodinamik açıdan veriminin bir ölçüsüdür. Bozunum ısı transferinden ve sürtünmelerden kaynaklanmaktadır. Isı transferinden kaynaklanan ekserji bozunumu $\dot{E}_q = \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right)\dot{Q}$ olacaktır. Toplam bozunum yazılmak istenirse:

$$\dot{E}_D = \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right)\dot{Q} + \dot{m}[(h_g - h_ç) - T_0(S_g - S_ç)] \qquad (6.36)$$

Bu denklemde, giriş ve çıkışın kimyasal, potansiyel ve kinetik ekserjileri ihmal edilmiştir.

Bu verimsizlik kaynakları ekserji bozunum oranı $y_D$ ve ekserji kayıp oranı $y_L$ ye bağlıdır. Ekserji bozunum oranı; sistemin ekserji bozunumunun yakıtın verebileceği toplam ekserjiye oranıdır.

$$y_D = \frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_y} \qquad (6.37)$$

Bu oran sayesinde sistem içindeki değişik elemanların karşılaştırılması ve aynı yakıtı kullanan değişik sistemlerdeki benzer elemanların karşılaştırılması yapılabilir.

Ekserji kayıp oranı $y_L$ ise ekserji kaybının sistemin toplam yakıttan aldığı ekserjiye oranıdır.

$$y_L = \frac{\dot{E}_L}{\dot{E}_y} \tag{6.38}$$

Ekserji verimi, termodinamik açıdan performans için parametredir ve enerji sisteminin performansının termodinamik açıdan doğru değerlendirilmesini sağlar. Ekserji verimi tanımlanırken, ürün ve yakıtın termodinamik analizi yapılmaktadır. Ürün, proses sonunda olması arzu edilendir. Ürün tanımı içinde, kullanılan sistem ve masraflar da dahil edilmelidir. Yakıt ise ürünün meydana gelmesini sağlayan kaynaktır.

Sürekli bir sistemde, yakıtın temin edilip, ürün meydana getirildiği durumda ekserji dengesi:

$$E_y = E_ü + E_D + E_L \tag{6.39}$$

Ekserji verimi ise:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{ü}}{\dot{E}_y} = 1 - \frac{\dot{E}_D + \dot{E}_L}{\dot{E}_y} \tag{6.40}$$

Ekserji verimi, yakıtın kaçta kaçının boşa (bozunum ve kayıp olarak) harcandığını gösterir.

Herhangi bir tesisin ekserji verimini elde etmek için öncelikli olarak bu tesisi meydana getiren elemanların verimleri çıkartılır. Daha sonrada bu elemanlar birleştirilerek, tesisin ekserji verimi bulunur.

### 6.5.4 Enerji Üretim Tesisinde Komponentlerinin Ekserji Analizi

#### 6.5.4.1 Kompresör, Pompa ve Fan

Kompresör, pompa ve fan için amaç akışkanın basıncını arttırmaktır. Bu da mekanik veya elektrik enerjisi girdisi ile gerçekleştirilir. Ürün ise girişle çıkış arasındaki

farktır ( $\dot{E}_2 - \dot{E}_1$ ) Sisteme ekserji dengesi yazılırsa:

$$\dot{E}_1 + \dot{W} = \dot{E}_2 + \dot{E}_D + \dot{E}_L \tag{6.41}$$

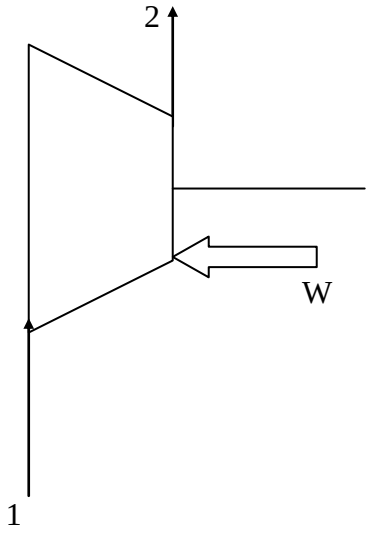
Bu durumda ekserjik verim:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}} \tag{6.42}$$

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \tag{6.43}$$

Kompresör için ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi de yazılabilir.

$$\eta_{IIkomp.} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1} \tag{6.44}$$




**Şekil 6.5** Kompresörde ekserji akışı

### 6.5.4.2 Türbin

Türbinin kullanım amacı akışkanın genişlemesi ile güç üretmektir. İş üretildiği için ekserji azalır. Giriş ve çıkış arasındaki ekserji farkı ise yakıttır. Türbine ekserji dengesi yazılırsa:

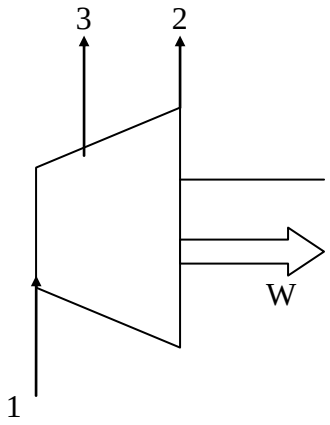
$$\dot{E}_1 = \dot{E}_2 + \dot{E}_3 + \dot{W} + \dot{E}_D + \dot{E}_L \tag{6.45}$$

Sistemin ekserjik verimi

$$\eta_{II} = \frac{W}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{E}_3} \tag{6.46}$$

Türbin için ikinci yasa verimi en genel formuyla aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\eta_{IITürbin} = \frac{W}{W_{tr}} = \frac{h_1 - h_2}{\psi_1 - \psi_2} \tag{6.47}$$




**Şekil 6.6** Türbinde ekserji akışı

### 6.5.4.3 Isı değiştirici

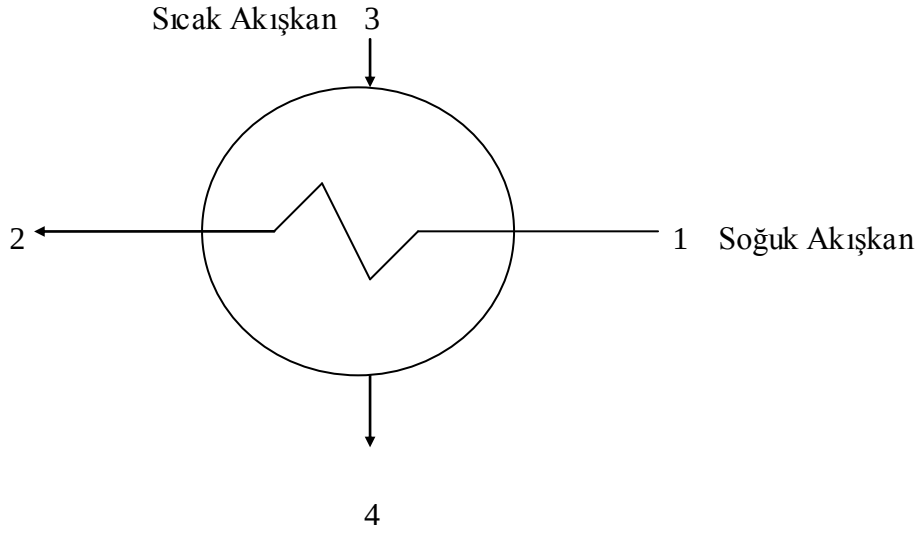
Isı değiştirici değişik uygulamalar için kullanılmaktadır. Eğer ısı transferi $T_0$ ya da üzerindeyse amaç soğuk akışkanın ekserjisini 3'den 4'e azaltmaktır. Bu yaklaşım, atık ısı kazanı ve hava ön ısıtıcı için de geçerlidir. Şekil 6.5 de verilen sistemin ekserji dengesi ve verimi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{E}_3 + \dot{E}_1 = \dot{E}_2 + \dot{E}_4 + \dot{E}_D + \dot{E}_L \tag{6.48}$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} \tag{6.49}$$

Eşanjör için ikinci yasa verimi genel formuyla aşağıdaki gibi de yazılabilir:

$$\eta_{II,ID} = \frac{\dot{m}_{soguk}(\Psi_2 - \Psi_1)}{\dot{m}_{sicak}(\Psi_3 - \Psi_4)} \tag{6.50}$$




**Şekil 6.7** Isı değiştiricisinde ekserji akışı

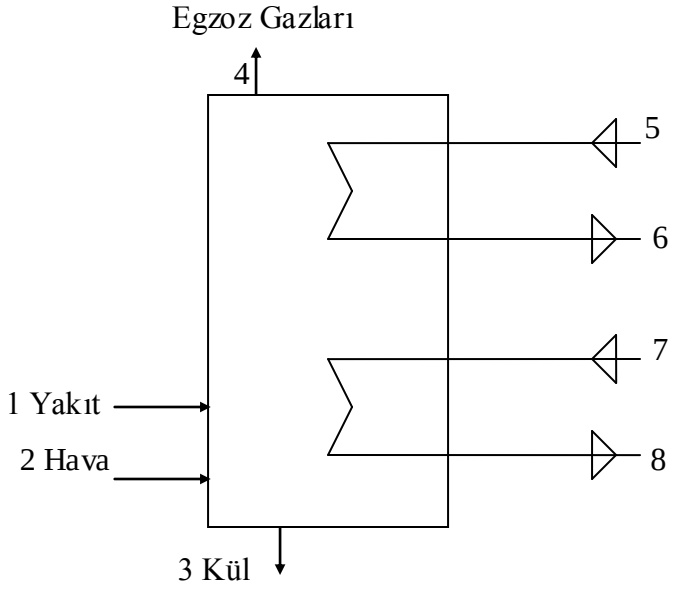
### 6.5.4.4 Atık Isı Kazanı

Kazan besleme suyunun ve ara ısıtılan akışkanın ekserjisi artar. Kazandaki ürünlerin ekserji toplamları ($E_6 - E_5$) + ($E_8 - E_7$) dir. Giren ekserji, kayıpları oluşturan, egzost gazlarının ekserjisi $E_4$ ve külün ekserjisi $E_3$ 'ün yakıtın ekserjisinden ($E_1 + E_2$) den çıkartılması ile bulunur. Atık ısı kazanının ekserji dengesi:

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_2 + \dot{E}_5 + \dot{E}_7 = \dot{E}_3 + \dot{E}_4 + \dot{E}_6 + \dot{E}_7 \tag{6.51}$$

Sistemin ekserji verimi

$$\eta_{ex} = \frac{\left(\dot{E}_6 - \dot{E}_5\right) + \left(\dot{E}_8 - \dot{E}_7\right)}{\left(\dot{E}_1 - \dot{E}_2\right) + \left(\dot{E}_3 - \dot{E}_4\right)} \tag{6.52}$$

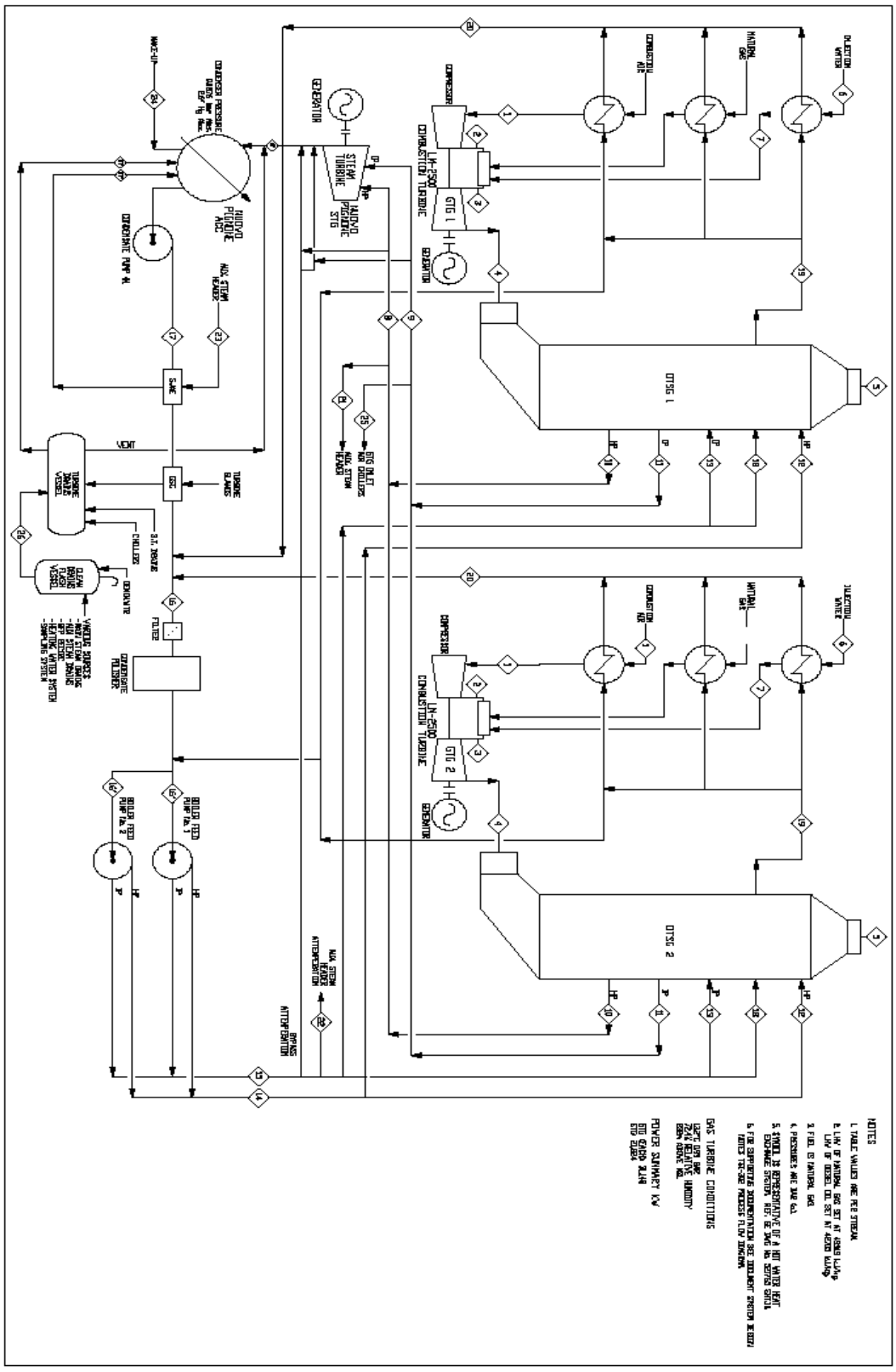



**Şekil 6.8** Atık ısı kazanında ekserji akışı

# 7. SANTRAL TANITIMI

Bu çalışmada ele alınan kombine çevrimli güç santraline ait akış şeması Şekil 7.1'de gösterilmektedir. Santralde 2 gaz türbini çevrimi, 2 atık ısı kazanı ünitesi (OTSG), 1 buhar türbini, 1 kondenser, ısı değiştiricileri, kazan besleme pompaları, deminerelizasyon sistemi ve yardımcı ekipmanlar bulunmaktadır. Gaz türbinleri (LM2500+) yaklaşık olarak 30 MW, buhar türbini (Nuovo Pignone) 22 MW' lık elektrik enerjisi üretmektedir. Böylece toplam 82 MW'lık elektrik enerjisi üretilmektedir. Hava, kademe sayısı 17 olan aksiyel bir kompresör vasıtasıyla sıkıştırılır. Basıncı ve sıcaklığı arttırılmış olan hava, 110°C sıcaklık ve 34 bar basıcındaki doğal gazla karışarak yanma odasında yanar. Yanma odasının çıkışı aynı zamanda gaz türbinin girişi olarak kabul edilebilir. Yanma odasından sonra, gazlar gaz türbinine 830°C sıcaklık ve 6 bar basınçta girmekte, 500°C, 1 bar basınçta çıkmaktadır. Buradan sonra yanma ürünleri, dikey konumlu tek geçişli atık ısı kazanlarına girerler. Tek geçişli kazan boruları, sürekli giden ön ısıtma, buharlaştırıcı ve kızdırıcı borulardan oluşan bir kazandır. Kazan boruları paralel monte edilmiş olup ortak bir su girişi, ortak bir buhar çıkışı vardır. Kazana su takviyesi en üst noktadan alçak ve yüksek basınç hatlarından yapılır. Su, sirkülasyonun ortasında iken buhar fazına geçer ve alt kısımda kızdırıcıya girer. Gaz akışı su akışının tam ters yönündedir. Gazın en yüksek sıcaklığa ulaştığı noktada, su buhar fazına geçmiştir. Bu noktada buhar artık kızgın buhar haline gelmiştir. Atık ısı kazanından 122°C ve 24 bar' da alınan sıcak su, ısı değiştirgeçlerinde doğal gazın ve yanma odasına enjekte edilen suyun ısıtılmasında kullanılır. Isı değiştirgeçlerini sıcak su 8 bar ve 53°C' de terk eder. Buhar türbini, atık ısı kazanının alçak buhar hattından gelen 5 bar, 243°C'de, yüksek basınç hattından gelen 52.6 bar ve 474°C' deki buharla devreye alınır. Bu esnada buhar türbininde ilave 22 MW'lık elektrik enerjisi üretilmiş olur. Buhar türbinini vakum altında 0.10 bar ve 46°C' de terk eden buhar, toplam 5×75kW güce sahip hava soğutmalı kondenserler vasıtasıyla yoğuşturularak kondens haline getirilir. Elde edilen kondensler, kondens toplama tankında (Hotwell tank) toplanır. 0.11 bar ve 45°C'deki kondens suyu, kondensat pompaları vasıtasıyla basılarak 6.8 bar basınçta 45°C sıcaklıkta su halindedir. Bu su bir ısı değiştiricisine (SJAE) girerek, yardımcı buhar kollektöründen gelen 10.3 bar ve

185°C' deki buharın yoğuşturulmasında kullanılır. Sonrasında kondens suyu bir filtreden geçerek, su arıtma sistemine gider. Anyon-katyon sistemi yardımıyla su oksijeninden ayrıştırılarak saf su elde edilir. Bu arada suyun iletkenliği de düşürülür. 7 bar ve 63.5°C deki saf su, kazan besi suyu pompaları vasıtasıyla alçak ve yüksek basınç hatlarından atık ısı kazanına gönderilir. Çevrim bu şekilde çalışmaya devam eder. Kombine çevrim santral elemanları hakkında detaylı bilgi 4.bölümde de verilmektedir.



**Şekil 7.1** Santral akış şeması

# 8. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada gözönüne alınan santralde yakıt olarak doğalgaz kullanılmaktadır. Enerji ve ekserji analizi için kullanılan hesaplamalarda hava ve baca gazı ideal gaz olarak kabül edilmiştir. Doğalgazın bileşenlerine ait kimyasal ekserji ve hacim fraksiyonları Tablo 8.1.'de verilmiştir. Doğalgazın bileşenlerinin kimyasal ekserjileri denklem 6.22 kullanılarak hesaplanmaktadır. Referans Çevre Modeli Tablo 8.2'de verilmektedir (Kotas, 1985).

**Tablo 8.1** Doğal gaz bileşenlerinin hacim oranları ve kimyasal ekserjileri (Cihan vd., 2006)

| **Doğalgaz Bileşenleri** | **Hacim Fraksiyonu, %** | $\bar{e}_{ch}$ **(kJ/kmol)** |
|---|---|---|
| Metan ($CH_4$) | 98.998 | 825967 |
| Etan ($C_2H_6$) | 0.114 | 1474486 |
| Propan ($C_3H_8$) | 0.037 | 2094323 |
| Bütan ($C_4H_{10}$) | 0.018 | 2757195 |
| Pentan ($C_5H_{12}$) | 0.004 | 3400233 |
| Azot ($N_2$) | 0.808 | -11231 |
| Karbondioksit ($CO_2$) | 0.021 | -1230 |

**Tablo 8.2** Referans Çevre Modeli (Kotas, 1985)

| **Hava Bileşenleri** | **Molar Fraksiyon, %** |
|---|---|
| $N_2$ | 75.670 |
| $O_2$ | 20.350 |
| $H_2O$ | 3.030 |
| $CO_2$ | 0.0345 |
| CO | 0.00070 |
| $SO_2$ | 0.00020 |
| $H_2$ | 0.00005 |
| Others | 0.91455 |

**Tablo 8.3** Kütlesel debi, kimyasal ekserji, LHV, doğal gazın enerji ve ekserji değerleri

| $\dot{m}$ **(kg/h)** | $\bar{e}_{ch}$ **(kJ/kmol)** | $h_1$ **(kJ/kg)** | $\dot{Q}_f$ **(kW)** | $\dot{E}_f$ **(kW)** |
|---|---|---|---|---|
| 12240 | 820689 | 49319 | 167685 | 175048 |

**Tablo 8.4** Yanma ürünlerinin kütle fraksiyonu, kütlesel debi ve özgül kimyasal ekserji değerleri (Cihan vd., 2006)

| **Yanma Ürünleri** | **Kütle Fraksiyonu, %** | $\dot{m}$ **(kg/h)** | $\bar{e}_{ch}$ **(kJ/kmol)** |
|---|---|---|---|
| $CO_2$ | 4.42 | 1421.90 | 10942 |
| $H_2O$ | 3.43 | 10958.85 | 1553 |
| $O_2$ | 16.55 | 52877.25 | -805 |
| $N_2$ | 75.60 | 241542 | 36 |

**Tablo 8.5** Hava ve yanma ürünlerine ait termodinamik özelikleri

| No | P (bar) | T ($^{o}$C) | $\dot{m}$ (kg/s) | h (kJ/kg) | e (kJ/kg) |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1.013 | 13.1 | 85.40 | 286.5 | -0.38 |
| 2 | 6 | 253 | 85.40 | 529.5 | 208.68 |
| 3 | 6 | 830 | 88.75 | 1211.5 | 549.52 |
| 4 | 1.013 | 500 | 88.75 | 821.6 | 219.38 |
| 5 | 1.013 | 100 | 85.75 | 385.4 | 19.25 |

Doğalgazın kimyasal ekserjisi ve yakıtın alt ısıl değeri (LHV) Tablo 8.3' de verilmektedir. Baca gazının kütle fraksiyonları ve kütlesel debileri ideal kimyasal reaksiyon kabülü yapılarak elde edilmektedir ve denklem 6.22 'den elde edilen kimyasal ekserji değerleriyle birlikte sonuçlar Tablo 8.4'de verilmiştir. Şekil (7.1)'de akış şeması üzerindeki hava ve baca gazına ait termodinamik özelikler Tablo 8.5'de, su ve buhara ait termodinamik özelikler Tablo 8.6' da verilmektedir. Su, buhar, hava ve baca gazının entalpi ve entropi değerleri Çengel&Boles (1998)'de verilen termodinamik tablolar ve internet üzerinde bulunan hesaplama tabloları yardımıyla hesaplanmıştır. Su ve buhara ait özgül ekserji değerleri Tablo 8.6'da verilen entalpi ve entropi değerleri kullanılarak belirlenmiştir. Tablo 8.5 'de verilen hava ve baca gazına ait özgül ekserji değerleri, Tablo 8.4'de yanma ürünlerine ait bileşenlerin kütle fraksiyonları ile özgül kimyasal ekserjilerinin çarpımından hesaplanmaktadır. Çevre koşulları 25 °C ve 1 bar olarak alınmıştır. Akış şeması üzerinde gösterilen buhar çevriminden sonraki ısı değiştirici ve su arıtma sistemlerinin enerji ve ekserji değerleri ihmal edilebilir düzeyde olduğu için göz önüne alınmamıştır.

**Tablo 8.6** Su ve buhara ait termodinamik özelikler

| No | P (bar) | T ($^{o}$C) | $\dot{m}$ (kg/s) | h (kJ/kg) | s (kJ/kgK) | e (kJ/kg) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 6 | 4 | 13.2 | 1.65 | 55.44 | 0.19821 | 0.978 |
| 7 | 3.5 | 25 | 1.65 | 104.83 | 0.36723 | 0.0 |
| 8 | 52.6 | 474 | 20.0 | 3370.51 | 6.87129 | 1327.470 |
| 8’ | 0.10 | 46 | 24.4 | 2393.21 | 7.55013 | 147.872 |
| 9 | 5 | 243 | 4.80 | 2946.47 | 7.24440 | 792.243 |
| 10 | 54.9 | 475 | 10.0 | 3369.93 | 6.85172 | 1332.722 |
| 11 | 6.1 | 245 | 2.20 | 2946.66 | 7.15486 | 819.116 |
| 12 | 73.1 | 61.4 | 10.0 | 257.04 | 0.84884 | 8.696 |
| 13 | 12 | 58.6 | 2.00 | 245.32 | 0.81367 | 7.451 |
| 14 | 74.3 | 63.5 | 15.0 | 265.83 | 0.87504 | 9.677 |
| 15 | 13.2 | 58.6 | 15.0 | 245.32 | 0.81367 | 7.451 |
| 16 | 7 | 48.5 | 27 | 203.07 | 0.68435 | 3.735 |
| 16’ | 7 | 63.5 | 15 | 265.83 | 0.87504 | 9.677 |
| 17 | 6.8 | 45 | 27.884 | 188.44 | 0.63861 | 2.732 |
| 18 | 24 | 58.3 | 3.00 | 244.07 | 0.80989 | 7.323 |
| 19 | 24 | 122 | 2.80 | 512.31 | 1.54944 | 55.182 |
| 20 | 8 | 52.7 | 2.80 | 220.64 | 0.73860 | 5.135 |
| 21 | 52.6 | 474 | 0.31 | 3370.51 | 6.87129 | 1327.470 |
| 22 | 13.2 | 58.6 | 0.07 | 245.32 | 0.81367 | 7.451 |
| 23 | 10.3 | 185 | 0.25 | 2788.50 | 6.59733 | 827.100 |
| 24 | 5 | 25 | 1.10 | 104.83 | 0.36723 | 0.0 |
| 25 | 5 | 243 | 0.38 | 2946.47 | 7.24439 | 792.246 |
| 26 | 10.1 | 25 | 0.40 | 104.83 | 0.36723 | 0.0 |
| 27 | 0.10 | 63.7 | 2.134 | 266.67 | 0.87753 | 9.774 |
| 27’ | 0.10 | 45 | 0.25 | 188.44 | 0.63861 | 2.732 |

**Table 8.7** Santraldaki cihazların enerji dengesi

| Cihazlar | $\dot{H}_i$ (kW) | $\dot{H}_L$ (kW) | $\dot{H}_L / \sum \dot{H}_L$, % |
|---|---|---|---|
| **Kompresör (A+B)** | 45217×2 | 0.635×2 | 0.00092868 |
| **Yanma Odası (A+B)** | 129232×2 | 173×2 | 0.253012 |
| **Gaz Türbini (A+B)** | 129058×2 | 5339×2 | 7.80828 |
| **Atık Isı Kazanı (A+B)** | 76775×2 | 975×2 | 1.425936 |
| **Baca (A+B)** | 34200×2 | 34200×2 | 50.01745 |
| **Buhar Türbini** | 80375 | 156 | 0.1140748 |
| **Kondenser** | 59507 | 54253 | 39.6724676 |
| **Isı Değiştirici** | 91325 | 968 | 0.70785 |
| **Toplam** | 1006571 | 136752.27 | 100 |

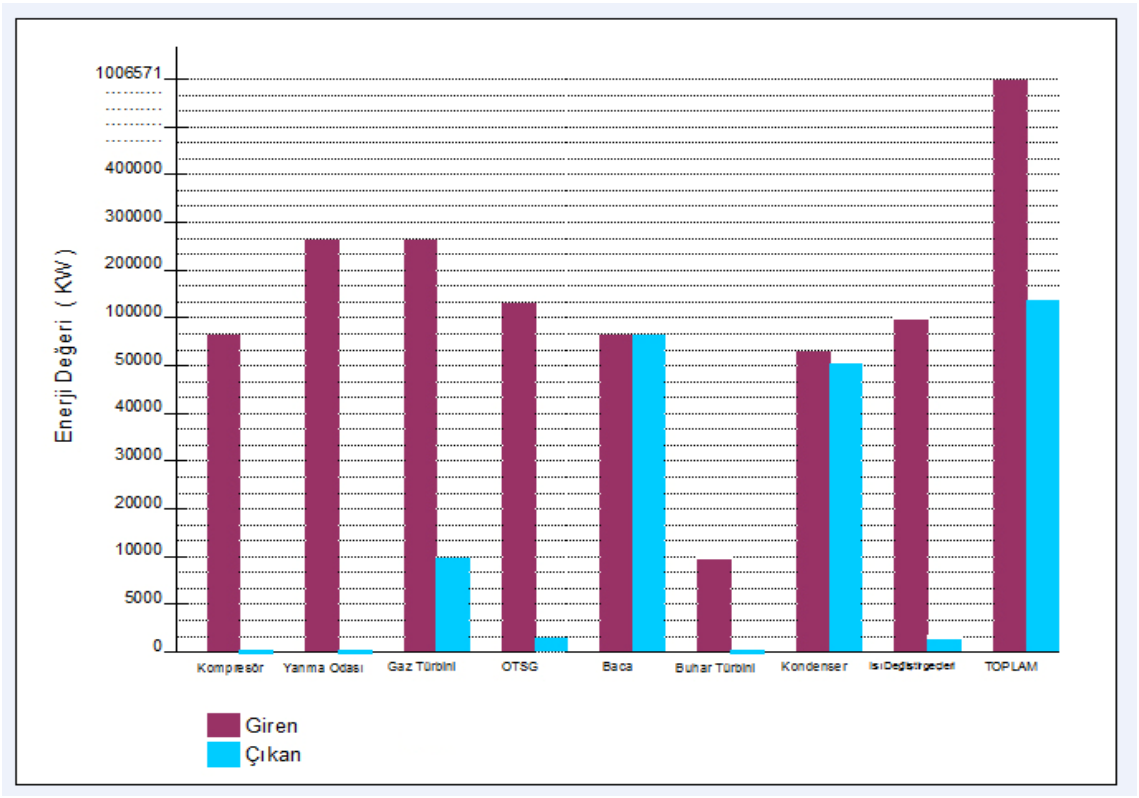
**Table 8.8** Santraldaki cihazların ekserji dengesi

| Cihazlar | $\dot{E}_i$ (kW) | $\dot{E}_L$ (kW) | $\dot{E}_L / \sum \dot{E}_L$, % |
|---|---|---|---|
| **Kompresör (A+B)** | 207178×2 | 2897×2 | 3.44487 |
| **Yanma Odası (A+B)** | 105345×2 | 40729×2 | 48.43155 |
| **Gaz Türbini (A+B)** | 101663×2 | 31393×2 | 37.3299 |
| **Atık Isı Kazanı (A+B)** | 19938×2 | 2940×2 | 3.496 |
| **Baca (A+B)** | 1709×2 | 1709×2 | 2.0322 |
| **Buhar Türbini** | 30035 | 4603 | 2.73675 |
| **Kondenser** | 4011 | 3934 | 2.33899 |
| **Isı Değiştirgeçleri** | 84286 | 319 | 0.1896642 |
| **Toplam** | 617078 | 168192 | 100 |

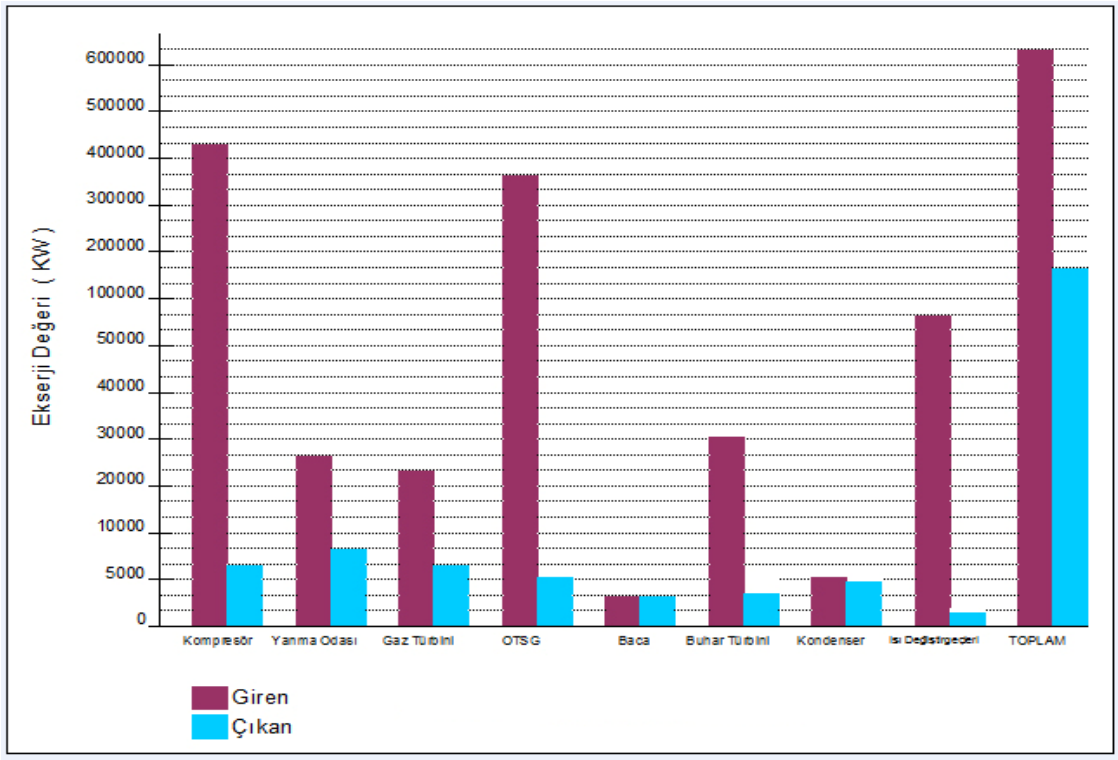
Kombine çevrimin termal ve ekserji verimleri sırasıyla $\eta_t$ =%49, $\eta_{ex}$ =%47 olarak hesaplanmıştır. Gaz türbinin ısıl verimi %36, ekserji verimi %49.51, kompresörün ikinci yasa verimi $\eta_{II,komp}$ =%86 olarak hesaplanmıştır. Ünitedeki ana birimler için (Kompresör, yanma odası, gaz türbini, atık ısı kazanı, buhar türbini, kondenser) enerji ve ekserji dengeleri yazılarak enerji ve ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Santralde 2 gaz türbini ünitesi bulunduğundan sonuçlar iki ile çarpılmıştır. Enerji ve ekserji dengelerine ait sonuçlar Tablo 8.7-8.8'de verilmektedir. Enerji ve ekserji analizine ait sonuçlar grafik halinde Şekil 8.1-8.2' de verilmektedir. Ayrıca enerji ve ekserji kayıplarının doğruluğu Tablo 8.9'da kontrol edilmiştir.

**Table 8.9** Santralin enerji ve ekserji dengesi

| | $\dot{H}_i$ **(kW)** | $\dot{E}_i$ **(kW)** | | $\dot{H}_e$ **(kW)** | $\dot{E}_e$ **(kW)** |
|---|---|---|---|---|---|
| **Hava** | 48934 | -64 | **Gaz Türbini** | 60100 | 60100 |
| **Yakıt** | 167685 | 175047 | **Buhar Türbini** | 21824 | 21824 |
| **Pompa** | 13357 | 494 | **Toplam Kayıp** | 148052 | 93553 |
| **Toplam** | 229976 | 175477 | **Toplam** | 229976 | 175477 |




**Şekil 8.1** Ünitelerdeki giren ve çıkan enerji değerleri




**Şekil 8.2** Ünitelerdeki giren ve çıkan ekserji değerleri

Tablo 8.7'de listelenen kombine çevrimli güç santralinin enerji ve ekserji kayıplarına bakıldığında, en büyük enerji kaybının %50.17 ile bacada, ikinci sırada %39.67 ile hava soğutmalı kondenserde meydana geldiği görülmektedir. Bacadaki enerji kaybı, 100°C'deki baca gazlarının atmosfere olan emisyonundan kaynaklanmaktadır. Ünitedeki kondenser hava soğutmalı olduğundan enerji kayıbı ciddi oranda büyüktür. Yoğuşma enerjisi herhangi bir yerde kullanılmadığından atmosfere hediye edilmektedir. Ayrıca gaz türbininde %7.80, atık ısı kazanında da %1.43' lük bir enerji kaybı hesaplanmıştır.

Ekserji analizi, kütle korunumu ile enerji korunumu ilkelerini termodinamiğin ikinci yasası ile birlikte başta ısıl sistemler olmak üzere çeşitli sistemlerin tasarımında ve analizinde kullanılmak üzere uygulanan bir yöntemdir. Ekserji analizi sonuçları Tablo 8.8'de verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde en büyük ekserji kaybının % 48.43 ile yanma odasında ve %37.33 ile gaz türbininde meydana geldiği belirlenmiştir. Ayrıca, kompresörde %3.44, atık ısı kazanında %3.5, bacada %2.03, buhar türbininde %2.73 ve kondenserde %2.3' lük bir ekserji kaybı hesaplanmıştır. Yanma odasındaki ekserji kaybı alevle iş akışkan arasındaki sıcaklık farkının büyüklüğü ile alakalıdır. Sıcaklık farkını azaltmak, türbin giriş sıcaklığının artmasına, dolayısıyla ekserji kaybının da azalmasına neden olacaktır. Sonuç olarak ekserji kayıplarının akış, yanma ve baca gazlarından kaynaklandığı söylenebilir. Bu nedenle iyileştirme çalışmaları yanma odası, baca, buhar türbini ve kondenser ünitelerinde yapılmalıdır.

# KAYNAKLAR


[1] Acar, H. İ. (1997) Second Law Analysis of the Reheat – Regenerative Rankine Cycle, Energy Conversion and Management, Vol. 38:No.7, 647–657.

[2] Akgün, M. (1995) Kombine Çevrim Santrallerinin Tekno-Ekonomik Etüdü ve Optimum Termodinamik Şartların Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[3] Bahargava, R., Meher-Hamji, C.B. (2002) Parametric Analysis of Existing Gas Turbines with Inlet Evaporative and Overspray Fogging. ASME Paper No.GT–2002–30560-15p.

[4] Bisio, G. (1998) Thermodynamic Analysis of the Main Devices For Thermal Energy Uprading. Energy Conversion and Management, Vol.39, No.3/4, 229–242

[5] Bodvarsson. G. and Eggers D.E. (1972) The exergy of thermal waters. Geothermics, Vol.1:93–95

[6] Cihan, A., Hacıhafızoğlu, O., ve Kahveci, K. (2006) Energy-Exergy Analysis and Modernization Suggestions for A Combined-Cycle Power Plant. International Journal of Energy Research, Vol.30.115.

[7] Chejne, F., Restrepo, J. A. (2003) New Rules for the Exergo-Economic Optimization Methodology. Energy, Vol. 28:993–1003.

[8] Dinçer, S. (1982) Kimya Mühendisliğinde Denge Süreçlerinin Termodinamiği, Boğaziçi Üniversitesi Yayınları, 319, İstanbul.

[9] Doldersum, A. (1998) Exergy Analysis Proves Viability of Process Modifications, Energy Conversion and Management, Vol. 39:16-18, 1781-1789.

[10] Erdem, H. H., vd. (2003) Gaz türbin sistemlerinde çevre sıcaklığının performansa etkisi. 14.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Isparta.

[11] Guarinello, Jr., F., Cergueira, S. A. A. G., Nebra, S. A. (2000) Thermoeconomic Evalution of a Gas Turbine Generation System. Energy Conversion and Management, Vol. 41:1191–1200.

[12] Hacıhafizoğlu O. (2011) Energy-exergy analysis of gas turbine cycle in a combined cycle power plant. Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research, 27(1), 123–138.

[13] Kanoğlu, M. (2002) Exergy analysis of a dual-level binary geothermal power plant, Geothermics. 31(&), 709–724.

[14] Kopaç, M. (2000) Bir Enerji Santraline Enerji ve Ekserji Analizinin Uygulanması, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 20(3–4), 3–7, 2000.

[15] Koroneos, C., Spachos, T., Moussiopoulos, N. (2003) Exergy Analysis of Renewable Energy Sources. Renewable Energy, Vol. 28:295–310.

[16] Kotas TJ. (1985) The exergy method of thermal plant analysis. Anchor Brendon Ltd, Tiptree, Essex. UK.

[17] Köse, R. (2005) Research on the Genaration of Electricity from the Geothermal Resources in Simav Region, Turkey. Reneweble, Vol. 30: 67–69.

[18] Lee, K.C. (2001) Classification of Geotermal Resources by Exergy. Geothermics, Vol.30:431–442.

[19] Özkan, E. (2009) Erdemir Ereğli Demir Çelik Fabrikası Kojenarasyon ve Konvansiyonel Elektrik Üretim Tesislerinin Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[20] Rosen, M.A., Dinçer, İ. (1997) On Exergy and Environment International journal of Energy Research 21: 643-654

[21] Rosen, M.A., Dinçer, İ. (2004) A Study of Industrial Steam Process Heating Through Exergy, Analysis International Journal of Energy Research, Vol. 28:917–930

[22] Rosen, M.A., Dinçer, İ. (2004) Effect of Varying Dead-State Properties on Energy and Exergy Analysis of Thermal Systems, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 43:121–133

[23] Sevilgen, S.H. (2002) "Enerji Üretim Sistemlerinin Ekserjoekonomik Analizi", Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Sayfa:33–43

[24] Tekel, E. (2006) "Termik Santrallerin Enerji ve Ekseji Analizi", Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.

[25] Tsatsaronis, G., Morgan, M.J. (1997) Exergy-Aided Cost Minimization.Energy Conversion and Management, Vol. 40:1163–1175

[26] Tuma, M., Oman, J., Sekavcnik, M. (1999) Efficiency of a Combined Gas-Steam Process. Energy Conversion & Management, V ol. 40:1163–1175

[27] Utlu, Z. ve Hepbaşlı, A. (2004) Ülkemiz Sektörel Bazda Enerji Kullanım Verimliliğinin Değerlendirilmesi, II. Ulusal Ege Enerji Sempozyumu, 26–28 Mayıs, Kütahya, Sayfa:381–387

[28] Ünver, Ü., Kılıç, M. (2005) Bir kombine Çevrim Santralinin Termodinamik Analizi. Mühendislik ve Makine, 545:47–56

[29] Wall, G., Gong, M., (2001) On Exergy and Sustainable Development–Part 1: Conditions and Consepts. Exergy, an International Journal, Vol. 1(3):128-145.

[30] Wall, G., Gong, M., (2001) On Exergy and Sustainable Development–Part 2: Indicators and Methods. Exergy, an International Journal, Vol. 1(4):217–233.

(1) www.sciencedirect.com

(2) www.eia.doe.gov

(3) www.altek.alarko.com.tr

# ÖZGEÇMİŞ

Fatih KARAGÖZ 23.10.1983 tarihinde Bursa ilinin Osmangazi ilçesinde doğdu. İlköğrenimini Hamitler Adnan Türkay ilköğretim okulunda, orta öğretimini Bursa Merkez İmam Hatip Lisesinde, Lise öğrenimini ise Bursa Osmangazi Lisesinde tamamladı. Lisans öğrenimini 2002-2007 yılları arasında Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde tamamladı. 2007 Şubat ayında Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans öğrenimine başladı. 2007 yılında Kırklareli Bayındırlık ve İskan Müdürlüğünde proje ve kontrol mühendisi olarak göreve başladı. Halen bu kurumda görevine devam etmektedir. Bekâr ve İngilizce bilmektedir.