

**GAZ TÜRBİNLİ BİR BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM
SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ÇÖZÜMLEMESİ**

107797

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makina Müh. A. Barış YÜCELAY**

Anabilim Dalı : MAKİNAMÜHENDİSLİĞİ

**101191
Programı : ENERJİ**

HAZİRAN 2000

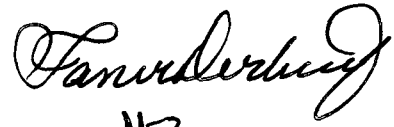
**GAZ TÜRBLNİ BİR BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM
SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ÇÖZÜMLEMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makina Müh. A. Barış YÜCELAY
(503951021)**

101191

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 05 Haziran 2000
Tezin Savunulduğu Tarih : 22 Haziran 2000**

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Taner DERBENTLİ



Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Metin ERGENEMAN



Doç.Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU



HAZİRAN 2000

ÖNSÖZ

Dünyada bugün kullanılan enerjinin hemen hemen tamamı fosil kaynaklardan elde edilmektedir. Yenilenebilir kaynaklardan elde edilen enerji, henüz gözardı edilecek kadar azdır. Araştırmalar fosil enerji kaynaklarının sonuçta yerlerini, nükleer ve yenilenebilir enerjilere terk edecekleri konusunda birleşmektedir. Ancak bu geçiş sırasında bir enerji boşluğu beklenmektedir. Enerji ekonomisi konusunda yapılan çalışmaların temel hedefi; bu boşluk süresini, mevcut kaynakları daha verimli kullanarak kısaltmak ve uzun vadede yenilenebilir enerji kaynaklarını en ekonomik düzeyde devreye sokmaktır.

Bu amaç; mühendisleri, yüksek verimli enerji dönüştürme çevrimleri geliştirmeye yöneltmiştir. Yüksek verimlerinden dolayı, işletmenin elektrik ve ısı ihtiyacını aynı üniteden sağlayan bileşik ısı-güç üretim sistemleri, bu amaca cevap vermektedir.

Bu bağlamda, bu faydalı sistemler kurulurken, seçimlerinin ve tasarımlarının hassasiyet ile yapılması ve bazı kriterlerin gözetilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, mevcut bileşik ısı-güç üretim sistemleri incelenmiş ve gaz türbinli bir bileşik ısı-güç üretim sisteminin ayrıntılı analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, seçilen gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemlerinde daha verimli sonuçlar elde etmeye yardımcı olacaktır.

Bu tezin hazırlanmasında yardımlarını esirgemeyen, yapıcı eleştiri ve tavsiyeleriyle yol gösteren Prof. Dr. Taner DERBENTLİ'ye teşekkürü bir borç bilirim.

A. Barış YÜCELAY

İSTANBUL, 2000

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	V
ŞEKİL LİSTESİ	VI
SEMBOL LİSTESİ	IX
ÖZET	XII
SUMMARY	XIV
1. GİRİŞ	1
1.1. Giriş	1
2. BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİMİ	5
2.1. Bileşik Isı-Güç Üretimi Nedir?	5
2.2. Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemlerinin Faydaları	6
2.3. Bileşik Isı-Güç Üretimi Her Zaman Ekonomik midir?	7
2.4. Bileşik Isı-Güç Üretiminin Tarihçesi	8
2.5. Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemleri	10
2.5.1. Buhar Türbinli Bileşik Isı-Güç Sistemleri	11
2.5.1.1. Karşı Basıncılı Buhar Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemi	12
2.5.1.2. Ara Buhar Almalı Buhar Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sis.	13
2.5.2. Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Sistemleri	14
2.5.2.1. Atık Isı Kazanlı Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemi	14
2.5.2.2. Gaz Türbinine Jet Pompası Eklenmiş Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemi	15
2.5.2.3. Buhar Püskürtmeli Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemi	15
2.5.2.4. Kapalı Sistem Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemi	16
2.5.3. Dizel Motorlu Bileşik Isı-Güç Sistemleri	18
2.5.3.1. Sıkıştırma Ateşlemeli Dizel Motorlu Bileşik Isı Güç Üretim Sistemi	19
2.5.3.2. Kıvılcım Ateşlemeli Motorlu Bileşik Isı Güç Üretim Sistemi	19
2.5.4. Birleşik (Kombine) Gaz-Buhar Çevrimli Bileşik Isı-Güç Sistemleri	19
2.5.4.1. İlave Yanmalı Kombine Çevrim	21
2.5.4.2. Tam Yanmalı Kombine Çevrim	22
2.5.4.3. Çift Basıncılı Atık Isı Kazanlı Kombine Çevrim	22
2.6. Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemlerinin Karşılaştırılması	23
2.6.1. Yakıt	23
2.6.2. Elektrik/Isı Oranı	24
2.6.3. Yük Eğrisi	27
2.6.4. Start Sayısı	27
2.6.5. Ortam Sıcaklığı	27
2.6.6. Toplam Sistemin Kapasitesi	27
2.6.7. Elektriğin Kalitesi	28
2.6.8. Elektriğin Fiyatı	28

3. GAZ TÜRBİNLİ BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM SANTRALİNİN TERMODİNAMİK ÇÖZÜMLEMESİ	31
3.1. Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Santralinin Tanıtılması	31
3.2. Termodinamik Çözümleme	32
3.2.1. Gazlı Kuvvet Çevrimi	32
3.2.2. Birinci Yasa Çözümlemesi	33
3.2.3. İkinci Yasa Çözümlemesi / Ekserji Analizi	41
3.2.3.1. Ekserji Dengesi	42
3.2.3.2. Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemlerde Ekserji Analizi ve İkinci Yasa Verimi	46
3.2.3.3. Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemlerde Kimyasal Ekserji	48
3.2.3.4. Gazların ve Gaz Karışımların Kimyasal Ekserjisi	51
3.2.3.5. Yakıtların Kimyasal Ekserjisi	52
3.2.4. Gaz Türbini Çevriminin Performans Analizi	54
3.2.5. Fiziksel Ekserjilerin Hesaplanması	56
3.2.6. Kimyasal Ekserjilerin Hesaplanması	60
3.2.7. Çevrimdeki Ekipmanlarda Yok Edilen Ekserjilerin Hesaplanması	61
4. ÇÖZÜM ALGORİTMASI	65
4.1. Enerji Santralinin Tanıtılması	65
4.2. Sabit, Değişebilen ve Bağımlı Parametreler	65
4.3. Programlama Esasları	67
4.4. Programın Tanıtılması ve Hesaplama Yöntemleri	68
4.4.1. Giriş / Atık Isı Kazanlı Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Santralinin ve Programın Tanıtılması	68
4.4.2. Havanın Kompresörden Çıkış Sıcaklığının ve Yakıt-Hava Karışım Oranının Hesaplanması	70
4.4.3. Yakıtın ve Havanın Kütle Akış Debilerinin ve Elde Edilecek Doymuş Buharın Sıcaklığının (T_9) Hesaplanması	76
4.4.4. Termodinamik Çözümleme	81
4.4.5. Ekserji Analizi	95
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	20
5.1. Bilgisayar Programı Yardımıyla Elde Edilen Sonuçlar	99
KAYNAKLAR	121
EKLER	123
ÖZGEÇMİŞ	124

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Bileşik ısı-güç üretim sistemlerin avantaj ve dezavantajları.....	29
Tablo 2.2. Bileşik ısı-güç sistemlerinin karşılaştırılması.....	30
Tablo 5.1. Kompresör basınç oranının (P_2/P_1) değişimine göre elde edilen sonuçlar	100
Tablo 5.2. Kompresörün izentropik veriminin (η_{sc}) değişimine göre elde edilen sonuçlar.....	103
Tablo 5.3. Gaz Türbininin izentropik veriminin (η_{st}) değişimine göre elde edilen sonuçlar.....	106
Tablo 5.4. Yanma odasına giren havanın sıcaklığının (T_3) değişimine göre elde edilen sonuçlar.....	109
Tablo 5.5. Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı (T_4) değişimine göre elde edilen sonuçlar.....	112
Tablo 5.6. Elde edilecek net iş, W_{net} değişimine göre elde edilen sonuçlar.....	115
Tablo 5.7. Elde edilecek doymuş buharın basıncının (P_9) değişimine göre elde edilen sonuçlar.....	118
Tablo A.1. Elementlerin özgül entalpi ve entropi hesaplarında kullanılan sabitler.....	123
Tablo A.2. Elementlerin 298.15 K ve 1.019 atm basıncıda sahip oldukları standart kimyasal ekserjileri, $\bar{e}^{CH}$ (kJ/kmol).....	123

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Bileşik ısı-güç üretiminde amaç, iş üretirken zorunlu olarak çevreye atılan ısı enerjiden yararlanmaktır.....	5
Şekil 2.2 : Bileşik ısı-güç üretim sistemi ile konvansiyonel sistemlerin enerji üretiminin, Sankey diyagramı ile karşılaştırılması	7
Şekil 2.3 : John Wilkin'in "Matematiksel Sihir" kitabından bir egzost fanı (1680)..	8
Şekil 2.4 : Üst çevrim örnekleri.....	10
Şekil 2.5 : Alt çevrim örneği.....	11
Şekil 2.6 : Karşı basınçlı buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemi	12
Şekil 2.7 : Ara buhar almalı buhar türbini bileşik ısı-güç üretim sistemi	13
Şekil 2.8 : Açık çevrime göre çalışan bir gaz türbini	14
Şekil 2.9 : Atık ısı kazanlı gaz türbini sistemi	15
Şekil 2.10 : Buhar püskürtmeli gaz türbini.....	16
Şekil 2.11 : Kapalı çevrime göre çalışan bir gaz türbini.....	16
Şekil 2.12 : Kapalı çevrime göre çalışan gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemi...	17
Şekil 2.13 : Dizel motorlu bileşik ısı-güç üretim sistemi	18
Şekil 2.14 : Birleşik gaz-buhar çevrimi.....	19
Şekil 2.15 : İlave yanmalı kombine çevrim.....	21
Şekil 2.16 : Çift basınçlı kombine çevrim.....	22
Şekil 2.17 : Tek kademeli ve çift kademeli atık ısı kazanların verimlerinin atık ısı kazanı gaz giriş sıcaklığına göre değişimi.....	23
Şekil 2.18 : Buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerji akışı.....	24
Şekil 2.19 : Dizel motorlu bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerji akışı.....	25
Şekil 2.20 : Kombine çevrimli bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerji akışı.....	26
Şekil 2.21 : Isı/güç üretim oranlarının değişimi.....	26
Şekil 2.22 : Ortalama elektrik fiyatının satın alınan elektrik fiyatına oranı.....	28
Şekil 3.1 : Atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç sistemi.....	31
Şekil 3.2 : T - s diyagramı	32
Şekil 3.3 : Yanma odası.....	34
Şekil 3.4 : Kompresör ve türbin.....	37
Şekil 3.5 : Hava ön ısıtıcısı.....	39
Şekil 3.6 : Atık ısı kazanı.....	40
Şekil 3.7 : Bir sistemde en çok işi, tersinir bir hal değişimiyle ölü hale ulaştığı zaman yapar.....	41
Şekil 3.8 : Atmosfer ve n sayıdaki ısı kaynağı ile temasta olan açık sistem.....	43
Şekil 3.9 : İş üreten ve tüketen sistemler.....	45
Şekil 3.10 : Çevre ile ısı, mekanik, kimyasal dengeye getirilen sürekli akışlı açık sistem.....	48
Şekil 3.11 : k gazının kimyasal ekserjisini hesaplamak için kullanılan kontrol hacmi.....	51
Şekil 3.12 : Yakıtın (C_aH_b) kimyasal ekserjisini hesaplamak için kullanılan kontrol hacmi.....	52

Şekil 3.13 :	Bileşik ısı güç üretim sistemi.....	54
Şekil 3.14 :	Fiziksel ve kimyasal ekserjilerin hesaplanacağı atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim santrali.....	56
Şekil 3.15 :	Kompresör	62
Şekil 3.16 :	Hava ön ısıtıcısı	62
Şekil 3.17 :	Yanma odası.....	63
Şekil 3.18 :	Türbin.....	63
Şekil 3.19 :	Atık ısı kazanı.....	64
Şekil 4.1 :	Programın giriş penceresi.....	69
Şekil 4.2 :	Atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim santralini ve programı tanıtan pencere.....	70
Şekil 4.3 :	T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı pencere.....	71
Şekil 4.4 :	Kompresör.....	72
Şekil 4.5 :	Yanma odası.....	73
Şekil 4.6 :	$\bar{h}_i(T_3), \bar{h}_i(T_4)$ ve Δh 'ı gösteren tablo.....	73
Şekil 4.7 :	Yakıtın ve havanın kütleli akış debilerinin ve T_9 sıcaklığının hesaplatıldığı pencere.....	77
Şekil 4.8 :	Türbin.....	77
Şekil 4.9 :	Termodinamik çözümlemenin sonuçlarının görüntülediği pencere.....	82
Şekil 4.10 :	Ekserji analizinin yapıldığı pencere.....	96
Şekil 4.11 :	İlgili bilgisayar çalışması blok diyagramı.....	98
Şekil 5.1 :	Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri.....	101
Şekil 5.2 :	Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri.....	101
Şekil 5.3 :	Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri.....	102
Şekil 5.4 :	Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri.....	104
Şekil 5.5 :	Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri.....	104
Şekil 5.6 :	Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri.....	105
Şekil 5.7 :	Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri.....	107
Şekil 5.8 :	Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri.....	107
Şekil 5.9 :	Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri.....	108
Şekil 5.10 :	Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri.....	110
Şekil 5.11 :	Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri.....	110
Şekil 5.12 :	Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri.....	111
Şekil 5.13 :	Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri.....	113
Şekil 5.14 :	Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri.....	113
Şekil 5.15 :	Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri.....	114
Şekil 5.16 :	Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri.....	116
Şekil 5.17 :	Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri.....	116
Şekil 5.18 :	Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri.....	117
Şekil 5.19 :	Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri.....	119

Şekil 5.20 :	Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri.....	119
Şekil 5.21 :	Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri.....	120



SEMBOL LİSTESİ

T	: Sıcaklık
s	: Özgül Entropi (kJ/kg K)
T	: Sıcaklık
m	: Kütleli Debi (kg/s)
$\bar{\lambda}$	: Yakıt-Hava Karışım Oranı
n	: Molar Akış Debisi (mol/s)
χ	: Mol Oranı
LHV	: Yakıtın Alt Isıl Değeri (kJ/kmol)
Q	: Birim Zamanda Isı Geçişi (kW)
W	: Güç, Birim Zamanda Yapılan İş (kW)
V	: Hız (m/s)
h	: Özgül Entalpi (kJ/kg)
g	: Yerçekimi İvmesi (m/s ²)
z	: Yükseklik (m)
$\bar{h}$	: Molar Entalpi (J/mol)
M	: Mol Kütleli (kg/kmol)
P	: Basınç (kPa)
$\dot{W}_{net}$	: Net Güç (kW)
$\eta_{komp.}$	: Kompresörün İzentropik Verimi
$\eta_{türbin}$	: Türbinin İzentropik Verimi
r_p	: Basınç Oranı
P	: Basınç (kPa)
k	: Özgül Isıların Oranı (C_p/C_v)
C_p	: Sabit Basıncıta Özgül Isı (kJ/(kgK))
C_v	: Sabit Hacimde Özgül Isı (kJ/(kgK))
R	: Gaz Sabiti (kJ/kgK)

E^{PH}	: Fiziksel Ekserji (MJ)
E^{KN}	: Kinetik Ekserji (MJ)
E^{PT}	: Potansiyel Ekserji (MJ)
E^{CH}	: Kimyasal Ekserji (MJ)
e^{PH}	: Birim Kütle Başına Düşen Fiziksel Ekserji (MJ/kg)
e^{KN}	: Birim Kütle Başına Düşen Kinetik Ekserji (MJ/kg)
e^{PT}	: Birim Kütle Başına Düşen Potansiyel Ekserji (MJ/kg)
e^{CH}	: Birim Kütle Başına Düşen Kimyasal Ekserji (MJ/kg)
P_0	: Çevre Basıncı (kPa)
T_0	: Çevre Sıcaklığı (°C veya K)
$\dot{S}_{\text{üretim}}$	: Toplam Entropi Üretimi (kW/K)
$\dot{E}_w$	: Birim Zamanda İş İle Transfer Olan Ekserji (MW)
$\dot{W}_{ir}$	: Birim Zamanda Yapılan Tersinir İş (kW)
$\dot{W}_{kayıp}$	: Birim Zamanda Tersinmezlik Sonucu Yitirilen İş (kW)
E	: Toplam Enerji (kJ/kg)
n	: Politropik Üs
t	: Zaman (s)
v	: Özgül Hacim (m ³ /kg)
b	: Akış Kullanabilirliği (J/kg)
η_{II}	: İkinci Yasa Verimi
s	: Molar Entropi (J/molK)
$\bar{e}_T$	: Molar Toplam Akış Ekserjisi (J/mol)
$\bar{e}^{PH}$	: Molar Fiziksel Ekserjisi (J/mol)
$\bar{e}^{CH}$	: Molar Kimyasal Ekserjisi (J/mol)
HHV	: Yakıtın Üst Isıl Değeri (kJ/kmol)
ΔG	: Reaksiyon Yönünde Gibbs Serbest Enerjisindeki Artış
$\bar{g}$	: Molar Gibbs Serbest Enerjisi (J/mol)
$\dot{W}_{el}$	: Birim Zamanda Üretilen Elektrik Enerjisi (kW)
$\dot{E}_r$	: Birim Zamanda Sağlanan Yakıt Enerjisi (kW)
$\dot{Q}_p$	: Birim Zamanda Çevreye Verilen Isıl Enerji (kW)

η_f	: Enerjiden Yararlanma Oranı
R_{PH}	: Elektrik-Isı Oranı
η	: Isıl Verim
ε	: Ekserji Verimi
$\dot{B}_p$	: Proses Isısının Ekserjisi (J/kg)
$\dot{B}_Y$	: Yakıtın Ekserjisi (J/kg)
$\dot{E}_D$	: Yok Edilen Ekserji (J/kg)

YUNAN HARFLERİ

Δ	: Miktarda Sonlu Değişim
μ	: Kimyasal Potansiyel (J/mol)

ÜSLER

(nokta)	: Birim Zamanda
- (üst çizgi)	: Birim Mol İçin
° (çember)	: Standart Referans Hali
()*	: Çevre İle Termomekanik Dengedeki Özellikler

İNDİSLER

g	: Giren
ç	: Çıkan
H	: Hava
Y	: Yakıt
YÜ	: Yanma Ürünleri
KH	: Kontrol Hacmi

ÖZET

İşletmenin elektrik ve ısı ihtiyacını aynı üniteden sağlayan bileşik ısı-güç sistemleri, günümüzde sanayi alanında önemli uygulamalarda yer almaktadır. Düşük maliyetle işletmenin ısı ve güç gereksinimini sağlayabildiğinden işletmenin ilgili pazardaki rekabet payını arttırmaktadır.

Bileşik ısı-güç sistemlerinin -cogeneration- temelini, atık ısıyı geri kazanma ilkesi oluşturmaktadır. Sistemde bir tarafta elektrik elde edilirken diğer tarafta da elektrik eldesi sonucu ortaya çıkan atık ısı ve baca gazları, işletmenin buhar ihtiyacını karşılamakta kullanılmaktadır.

Yapılan çalışmada amaç; gaz türbinli bir bileşik ısı-güç üretim sisteminin belirlenen koşullara göre termodinamik ve ekserji analizlerini yapabilen bir bilgisayar programı hazırlamak ve bu program yardımıyla parametrelerin değişimine göre sistemin davranışını belirlemektir.

Bunun için ilk olarak atık ısı geri kazanımı konusunda bilgi verilmiş ve bileşik ısı-güç üretim sistemleri tanıtılmıştır. Tanıtılan sistemlerin çalışma prensipleri verildikten sonra karşılaştırmaları yapılmıştır.

Üçüncü bölümde ise gaz türbinli bir bileşik ısı-güç üretim sistemi model olarak alınıp bu sistemin incelemesi yapılmıştır. İnceleme aşağıdaki alt bölümlerden oluşmaktadır:

I. Termodinamik çözümleme

II. Ekserji analizi

Termodinamik analiz kısmında; sistemin sıcaklık, basınç, kütleli akış debisi entalpi ve entropi dağılımını veren bağıntılar verilmiştir.

Ekserji analizi kısmında ise; çevrimde belirlenen noktalarda fiziksel, kimyasal ve ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin ve sistemin ekserji veriminin hesaplanma yöntemlerinden bahsedilmiştir.

Dördüncü bölümde ise anlatılan çözüm yöntemlerini kullanarak, termodinamik ve ekserji analizlerini yapabilen bir bilgisayar programının tanıtımı yapılmıştır. Ayrıca; yapılan kabuller, bilgisayar çalışmasının blok diyagramı sunulmuş ve çözüm yöntemleri anlatılmıştır.

Değişebilen parametrelerin değişimine göre bilgisayar uygulamasının sonuçları beşinci bölümde sunulmuş ve çıkan sonuçlar eğrilerle gösterilmiştir.

Yapılan çalışmanın araştırma-inceleme ağırlıklı olan ilk bölümlerinden elde edilen sonuçlar konumuz olan sistemlerin her koşulda uygulama alanı bulamayacağını, her sistemin belli özellikleri olduğunu, uygulama alanını ve uygulanacak sistemi iyi tanımak gerektiğini ortaya koymuştur.

Bilgisayar çalışması sonucunda elde edilen sonuçlar, belli inceleme konularına tabi tutulan sistemin nasıl bir davranış içinde olduğunu göstermektedir. Sistemin hassas noktaları, sistemi oluştururken ideal dengenin nasıl sağlanabileceği, sistemin kayıpları gibi konularda bilgi vermektedir.

Elde edilen sonuçların değerlendirmesi yapıldığında ekserji analizi sonucunda atık ısı kazanı, yanma odası, kompresör, gaz türbini ve hava ısıtıcısının tersinmezlik değerleri değişen koşullarla birlikte önemli farklılıklar göstermektedir.

SUMMARY

Fuel price increases and decreases have led plant designers to seek ways of reducing overall energy costs. One important solution is: Cogeneration

Cogeneration is the sequential production of electricity and heat, steam or useful work from the same fuel source. Cogeneration was used for many years in early power plants, but it had different names like by-product power, district heating, and process-steam utilization. But the objective was the same to get the maximum energy from a unit of fuel at an acceptable cost.

With the turnaround in the energy picture in the 1970s, and the need for new solution for efficient power-heat generation have resulted in the use of the cogeneration plants in industries. As there is a big potential for cogeneration in Turkey's energy market , we decided to work on cogeneration to make our industries familiar with waste heat recovery systems.

Starting with this objective, in this study, in the first and second sections cogeneration concept is introduced and the most common cogeneration systems are presented.

In the third section, a gas turbine cogeneration system is chosen as a model and analysis is made. (Figure 1)

The analysis consists of two sections:

I-Thermodynamic analysis

II-Exergy analysis

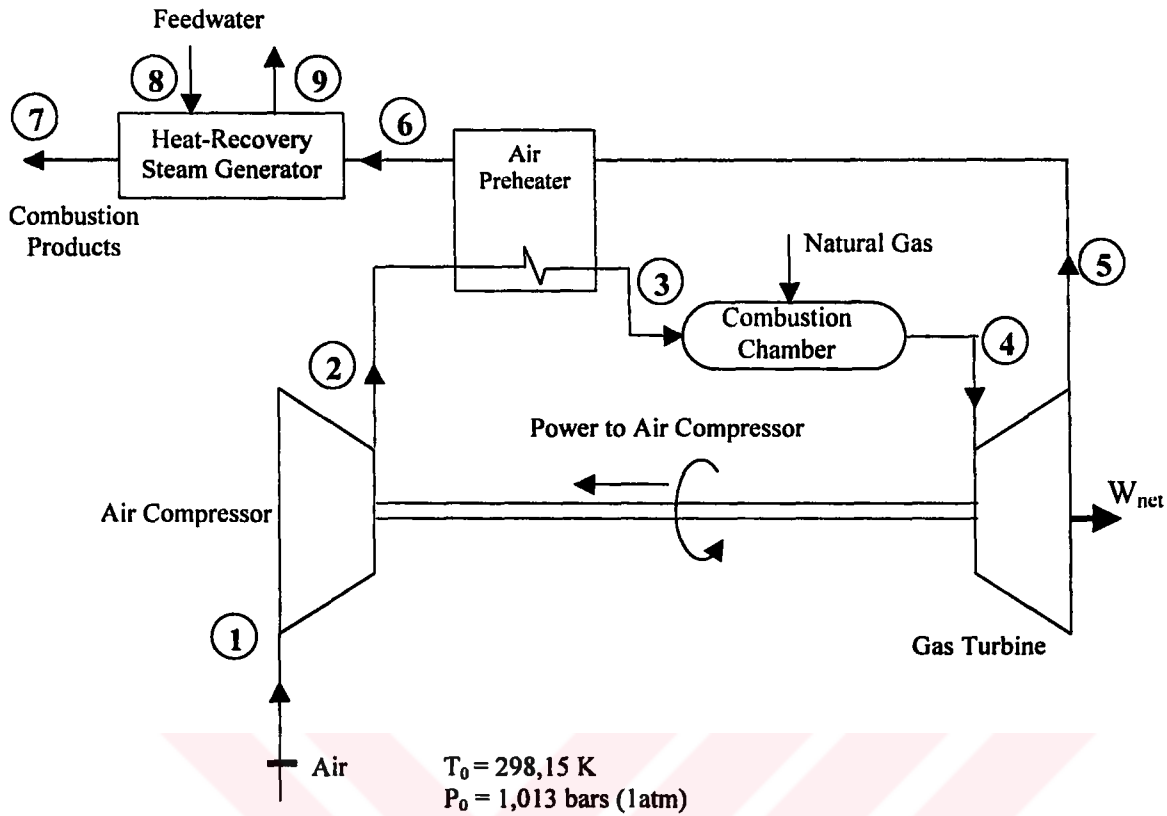


Figure 1 Gas turbine with waste-heat recovery cogeneration

Thermodynamics and exergy analysis are shown for a typical gas turbine with waste-heat recovery cogeneration system. This system is a topping cycle. It operates by firing compressed air and natural gas in a gas turbine. The expanding hot gas in combustion passes through the turbine, turning the rotor by pushing on canted blades. The rotating gas turbine produces power. The hot exhaust gases from the turbine can either be passed in a heat recovery steam generator, producing steam for industrial process applications and space heating or used directly in process-heat applications.

In the thermodynamic analysis section, for each control volume as follows ; combustion chamber, compressor and turbine, air preheater and heat recovery steam generator, equations related to the first law of thermodynamics is given.

In the exergy analysis section, some explanation is made about the second law of thermodynamics. Availability and irreversibility is described and formulized.

In the next step, the equations about the physical and chemical exergy, exergy destruction and exergetic efficiency are given at different points of the cycle.

In the fourth section a computer program which can perform thermodynamics and exergy analysis is developed. The program is also capable of determining the system behaviour with the change in decision variables. The block diagram and calculation methods are also given.

In the fifth chapter the results of the computer application according to the changing variables are shown by using graphs.

The behaviour of the cogeneration system in different conditions is modelled by the help of the computer programme. It is easy to understand the system's ideal equilibrium conditions, the critical points of the system by the help of the computer programme.

According to the results of the exergy analysis, differences are noted in the exergy destruction of the waste heat recovery steam generator, compressor, gas turbine and air preheater in the changing conditions.

As a result, with this study, we understand that cogeneration is a very powerful way of energy generation for industries. As there are so many system possibilities for an application, it is very important to recognize the application place and his demands, and the capacity and the other properties of selected system. The critical componets are mentioned in the study. In further studies, equilibrium problem of cogeneration plants can be studied. Those studies can be used to make indutries conscious of cogeneration and its characteristics.

BÖLÜM 1

1.1. GİRİŞ

Son yıllarda tüm dünyada gerçekleşen enerji kullanımı incelendiğinde, gelecekte ortaya çıkacak olan talebin karşılanmasında önemli bir takım sıkıntılar olduğu ortaya çıkmaktadır. İncelemeler, bütün ülkelerde enerji ihtiyacının sürekli olarak arttığını ve ileride de artmaya devam edeceğini göstermiştir. Buna karşılık, kullanılabilecek ham enerji kaynakları ise sürekli azalmaktadır. Dünyamızın sahip olduğu ham enerji maddelerinin (kömür, petrol, doğal gaz vb.) miktarı hakkında değişik bilgiler bulunsa da enerji ihtiyacının artış hızına göre, bu kaynakların günün birinde tükeneceği de bir gerçektir. Tükenmeyen enerji kaynaklarından biri olan hidrolik enerjinin (su kuvveti) tümünden gerçekçi bir şekilde faydalanılması halinde bile, buradan elde edilecek enerji, dünyamızın bugünkü ve yarınki ihtiyacını karşılamaktan çok uzaktır. Yenilenebilen diğer enerji kaynakları olan güneş, rüzgar ve gel-git enerjisinden ise etkin ve gerçekçi olarak elektrik enerjisi üretmek, günümüz şartlarında, güçtür. Ayrıca, bu kaynaklardan elde edilecek enerjinin, doğa koşullarına bağlı olarak zamanla değişmesi, güvenilirliğini azaltmaktadır. Zamanla oluşacak elektrik enerjisi yetersizliğinin, ülke ve dünya ekonomisinde doğuracağı zararlar düşünüldüğünde, bunun önemli bir sorun olduğu ortaya çıkmaktadır. Dünyamızın, günümüz ve gelecekteki enerji sorununun çözümü olarak görülen nükleer enerji ise, yakın geçmişte yaşanan nükleer santral kazaları ve buna tepki olarak artan çevreci hareketler nedeni ile belirsizliğini sürdürmektedir.

Dünyamızın, enerji ihtiyacını karşılama konusunda yukarıda belirtildiği gibi önemli sorunları olduğuna ve günümüz teknolojisi ile bu sorunu kökten çözecek bir enerji üretim biçimi bulunmadığına göre, birincil (ham) enerji kaynaklarının yüksek bir verimle işe dönüştürülmesi, insanoğlunun en önemli amacı olmak zorundadır. Bu amaç; mühendisleri, yüksek verimli enerji dönüştürme çevrimleri geliştirmeye

yönelmiştir. Yüksek verimlerinden dolayı, elektriksel ve/veya mekaniksel gücün ve bunun yanında yararlanılabilir ısı, eş zamanlı olarak, termik yanmalı motor ve türbin aracılığı ile üretilmesi olarak tanımlayabileceğimiz bileşik ısı-güç üretim sistemleri, bu amaca cevap vermektedir. Sağladıkları enerji tasarrufu dolayısıyla parasal kazanç ve sundukları kaliteli elektrik enerjisi nedeniyle bileşik ısı-güç üretim sistemleri endüstriyel güç ve ısı üretiminde önemli bir paya sahiptirler. Bu sistemler sadece büyük endüstriyel tesisler için değil, aynı zamanda Kentler ve Enerji Üretim Merkezleri için de ekonomik çözümler getirmektedir. Özellikle 1970'lerde yaşanan enerji fiyatlarındaki hızlı artış yanında, günümüzde de yakıt ve enerji fiyatlarındaki daha az fakat sürekli olan artışlar, endüstri ve ilgili enerji kuruluşlarını daha ekonomik teknolojiler kullanmaya yöneltmiştir. Bu nedenle bileşik ısı-güç üretim sistemleri büyük önem kazanmış ve kuruluşlar bu sistemi uygulamaya başlamışlardır. [1]

Buradan yola çıkarak yapılan bu çalışmada amaç, gaz türbinli bir bileşik ısı-güç üretim sisteminin belirlenen koşullara göre termodinamik ve ekserji analizlerini yapabilen bir bilgisayar programı hazırlamak ve bu program yardımıyla parametrelerin değişimine göre sistemin davranışı tespit etmektir.

Bunun için ilk olarak ikinci bölümde, atık ısı geri kazanımı konusunda bilgi verilmiş, avantajları ve bileşik ısı-güç üretim sistemleri tanıtılmıştır. Tanıtılan sistemlerin çalışma prensipleri verildikten sonra karşılaştırmaları yapılmıştır.

Çalışmanın üçüncü bölümünde ise gaz türbinli bir bileşik ısı-güç üretim sistemi model olarak alınıp bu sistemin incelemesi yapılmıştır. Yapılan inceleme aşağıdaki bölümlerden oluşmaktadır:

I. Termodinamik çözümleme

II. Ekserji analizi

Termodinamik analiz kısmında, sistemin sıcaklık, basınç, kütle akış debisi entolpi ve entropi dağılımını veren bağıntılar verilmiştir.

Ekserji analizi kısmında ise çevrimde belirlenen noktalarda fiziksel, kimyasal ve ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin ve sistemin ekserji veriminin hesaplanma yöntemlerinden bahsedilmiştir.

Dördüncü bölümde ise anlatılan ve sunulan çözüm yöntemlerini kullanarak termodinamik ve ekserji analizlerini yapabilen bir bilgisayar programının tanıtımı yapılmıştır. Ayrıca, yapılan kabuller, bilgisayar çalışmasının blok diyagramı sunulmuş ve çözüm yöntemi anlatılmıştır.

Parametrelerin değişimine göre bilgisayar uygulamasının sonuçları beşinci bölümde sunulmuştur.

Yapılan çalışmanın araştırma-inceleme ağırlıklı olan ilk bölümlerinden elde edilen sonuçlar; konumuz olan sistemlerin her koşulda uygulama alanı bulamayacağını, her sistemin belli özellikleri olduğunu, uygulama alanını ve uygulanacak sistemi iyi tanımak gerektiğini ortaya koymuştur. Elde edilen sonuçlardan örnek vermek gerekirse :

*Bazı durumlarda mevcut şebekeden elektrik alma maliyeti, kendi elektriğimizin üretim maliyetinden düşük olabilir.

*Kullanılacak sistemlerin elektrik-ısı güç kapasite dengelerinin farklı olduğu ve işletmenin hangi tür güce daha çok gereksinimi olduğu önemli bir seçim faktörüdür.

*Atık ısı geri kazanım ünitelerinde asıl amaç elektrik üretiminden ziyade, ortaya çıkan atık ısıyı işletme yararına kullanabilmektir. Sistemlerin en önemli, gerçekleştirilmesi yoğun çalışma ve titizlik isteyen bölümüdür.

Bilgisayar çalışması sonucunda, belli inceleme konularına tabi tutulan sistemin nasıl bir davranış içinde olduğunu göstermektedir. Sistemin hassas noktaları, sistemi oluştururken ideal dengenin nasıl sağlanabileceği, sistemin kayıpları gibi konularda bilgi vermektedir.

Elde edilen sonuçların değerlendirmesi yapıldığında ekserji analizi sonucunda; atık ısı kazanı, yanma odası, kompresör, gaz türbini ve hava ısıtıcısının tersinmezlik değerleri değişen koşullarla önemli farklılıklar göstermektedir.

Bu çalışmada elde edilen sonuçların kullanılmasıyla gaz türbinli bileşik ısı-güç sistemlerinin verimliliği daha yakından tahmin edilebilecektir.

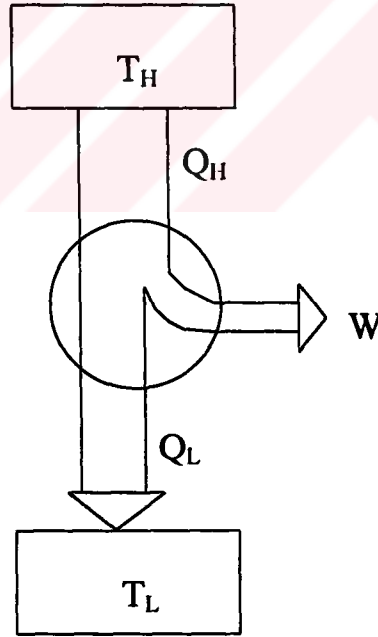


BÖLÜM 2

BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİMİ (KOJENERASYON)

2.1 BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİMİ NEDİR?

Bileşik ısı-güç üretimi diğer adıyla kojenerasyon, ısı ve elektriğin aynı jaynaktan alınann enerji ile bir arada üretilmesi anlamına gelir. Bu amaçla, ileriki bölümlerde belirtilecek olan ısı makinalarından bir tanesi kullanılabilir. Termodinamiğin İkinci Yasasına göre, bir ısı makinası veya güç santrali tükettiği yakıt enerjisinin ancak belirli bir bölümünü işe veya elektriğe dönüştürebilir. Geri kalan enerji çevreye ısı olarak verilir. Bileşik ısı güç üretiminde, çevreye atılan bu enerjiden yararlanılır.



Şekil 2.1 Bileşik ısı-güç üretiminde amaç, iş üretirken zorunlu olarak çevreye atılan ısı enerjiden yararlanmaktır.

Bu ısıdan yararlanma; kızgın ve/veya doymuş buhar üretimi, doğrudan kurutma amaçlı kullanım ve hatta iklimlendirme sistemlerinde kullanım (absorpsiyonlu soğutma makinası) şeklinde olabilir. [2, 3]

2.2 BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİNİN FAYDALARI

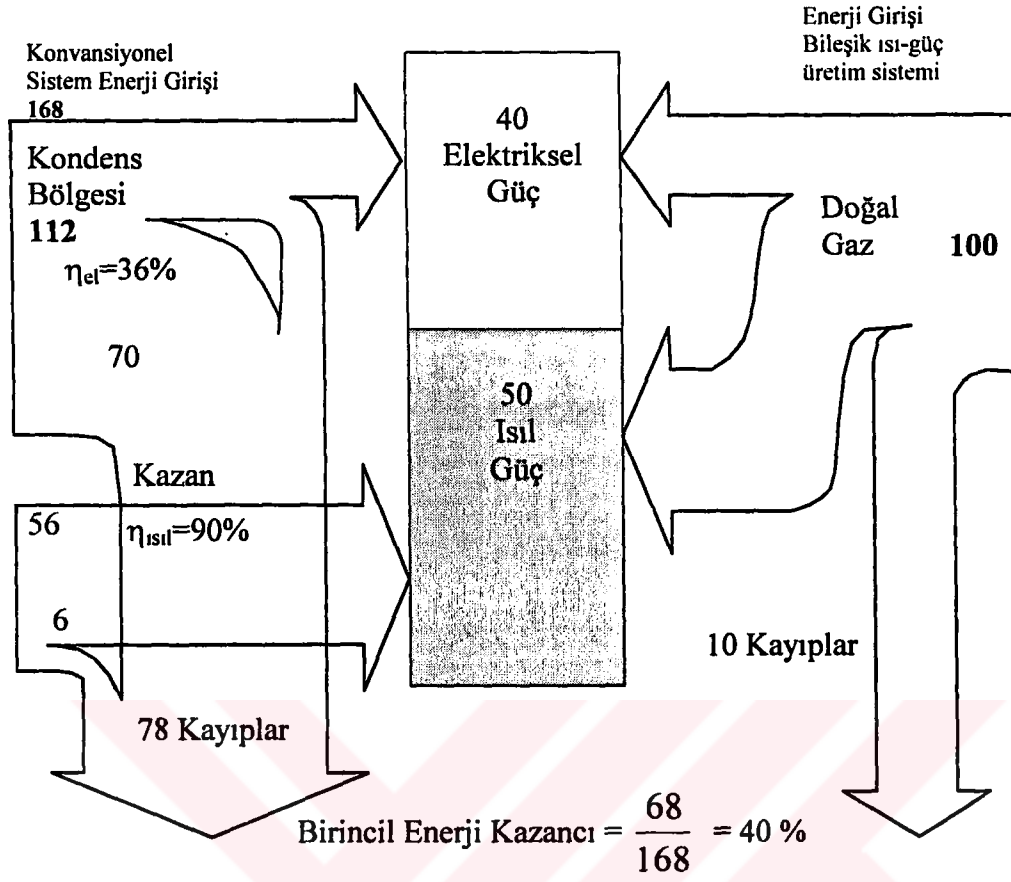
Bileşik ısı-güç üretimi özellikle kritik durumda olan fosil kaynaklı enerji kaynaklarının daha etkin olarak kullanılmasını sağlar. Bileşik ısı-güç üretiminde enerjiden yararlanma oranı %85' lere kadar ulaşır.

Konvansiyonel enerji üretim sistemleri, (termik santrallerde elektrik, kazanlarda ısı üretimi) çevreyi kirletmekte ve primer enerjinin yaklaşık %55-65'i atık ısı olarak ziyan olduğundan hiç ekonomik olmamaktadır. Buna karşılık bir bileşik ısı-güç üretim sisteminde elektrik üretimi sırasında ortaya çıkan ısı, eşanjör yardımı ile çeşitli ısı ihtiyaçları (sıcak su, buhar, absorpsiyonlu soğutma vb.) için değerlendirilebilmektedir. [3]

Güç santrallerinin kurulmasındaki yüksek maliyet ve zaman kaybı, bileşik ısı-güç üretimini çekici kılan diğer bir nedendir. Çünkü bileşik ısı-güç santralleri artan enerji ihtiyacına uygun olarak kademeli olarak devreye alınabilir ve böylece ne kadar enerjiye ihtiyaç varsa o kadar enerji üretilmiş olur.

Bununla birlikte enerji ihtiyaçlarının karşılanması için daha az yakıt harcandığından, yakıt üretiminden tasarruf edilmiş ve çevre daha az kirletilmiş olur. [4]

Şekil 2.2.'de konvansiyonel ve bileşik ısı-güç üretim sistemleri ile enerji üretimi bir Sankey diyagramı üzerinde karşılaştırılmıştır. Görüleceği üzere; 40 birim elektriksel, 50 birim ısı güce ihtiyacı olan bu tesisin bu ihtiyaçlarını karşılamak için; konvansiyonel sistemde 168 birim enerji gerekirken, kojenerasyon sistemiyle 100 birim enerji yeterli olmaktadır.[3]



Şekil 2.2 Bileşik ısı-güç üretim sistemi ile konvansiyonel sistemlerin enerji üretiminin, Sankey diyagramı ile karşılaştırılması

2.3 BİLEŞİK ISI GÜÇ ÜRETİMİ HER ZAMAN EKONOMİK MİDİR?

Bileşik ısı-güç santralleri, her zaman için ekonomik olmayabilir. Eğer son kullanıcı “kayıp ısı” dan etkin bir şekilde faydalanamıyorsa bileşik ısı-güç üretimi ekonomik değildir. Bileşik ısı-güç üretiminin ekonomik olması yakıt ve elektrik fiyatlarındaki değişime bağlıdır. Bileşik ısı-güç üretiminin uygulanacağı kuruluştaki yakıt fiyatları düşük, elektrik fiyatları yüksekse veya yükseliyorsa, ayrıca uygulanacak bileşik ısı-güç üretim sistemi ısı veya güç ihtiyaçları ile uyumlu ise, bu kuruluştaki bu üretim sistemini uygulamak ekonomiktir. Özetle, bir bileşik ısı-güç üretim sisteminin ekonomik olurluğu:

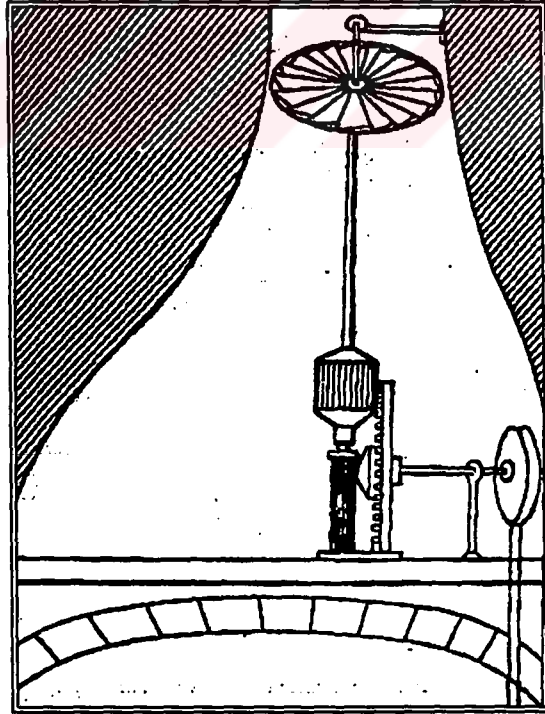
- Endüstriyel bölgenin enerji ihtiyaçlarının karşılanmasına,
- Yakıt ve elektrik fiyatlarına,
- Bileşik ısı-güç üretim sistemi sisteminin performansına ve
- Tesisin nasıl işletildiğine bağlıdır. [5]

2.4 BİLEŞİK ISI GÜÇ ÜRETİMİNİN TARİHÇESİ

Isı ve gücü aynı anda üretme fikri, yeni bir fikir değildir. Bir bacadan çıkan buharın bir pervaneyi döndürmesi (smokejack) fikri, ilk olarak 14. yüzyılda İtalya' ya esir olarak getirilen Tatarlar sayesinde Avrupa' ya tanıtıldı. 1350 yılında bir Alman tablosunda resmedilen bu fikir, bundan bir yüzyıl sonra yaşamış olan Leonardo da Vinci' nin tablolarında da konu olarak yerini aldı.

Fransız gezgin Montaigne 16. Yüzyılın sonlarına doğru Almanya ve İtalya'da bu sistemi görürken Benjamin Franklin 1758'de bu sistemle yazın bile doğal hava akımından güç üretililebileceği fikrini ortaya attı.

1776 yılına gelindiğinde ise şeker kamışı üretimi yapan James Watt' ın şirketinde çalışan bir satıcı, “şekeri kaynatmak için kullanılan ateşin, kamış yapımında kullanılan değirmeni döndürmek için gerekli olan buharı üreteceği” fikrini öne sürdü. Bu fikirden yola çıkan Watt ve arkadaşı Matthew Boulton, müşterilerinin fabrikalarına kurduğu buhar makinalarında kullanılan buharı, makinadan çıktıktan sonra ısıtma işlemi için kullanmaya başladı.



Şekil 2. 3 John Wilkin'in “Matematiksel Sihir” kitabından bir egzost fanı (1680)

1784 yılında Oxford’ da yaşayan bira üreticisi Sutton Thomas Wood üretimde kullanılan buharın bu işlemde sonra bir buhar makinasında da kullanılmasını sağlayan sistemi için patent aldı.

1787 yılında yüksek basınçlı buhar makinası için patent alan Oliver Evans, bu makinası ile beraber egzost edilen buharın proses buharı olarak kullanabilen bir sistem kurabileceği şeklinde gazetelere ilan verdi. Böylece 1814’ lere gelindiğinde Amerika’ daki bira, boya, sabun ve kağıt fabrikalarında Evans’ ın kurduğu sistem yaygınlaştı.

1820 yılında bileşik ısı-güç üretimini artık İngilizler de uyguluyorlardı ve atık ısılarını çevredeki evleri ısıtmak için kullanıyorlardı. Evleri bu şekilde ısıtma fikri Amerika’ da da popüler oldu ve 1886 yılında San Francisco Buhar Şirketi, fabrikalardan şehre döşedikleri borularla şehirdeki evlere bu fabrikaların egzost buharını ısınma amaçlı satmaya başladı.

1887 yılından itibaren Edison da kurduğu elektrik santrallerinde, bileşik ısı-güç üretim sistemini kullanmaya başladı.

Bu gelişmelere diğer ülkeler de kayıtsız kalmamıştı. Danimarka, Almanya, Polonya, Rusya gibi ülkelerde de 1890’ lardan itibaren bileşik ısı-güç santralleri kullanılmaya başlandı. Daha sonra Avrupa’ da enerji planlama büroları kuruldu. Ruslar, 200 mühendisten oluşan bir ekiple tüm dünyayı araştırdı ve enerji üretmek için bileşik ısı-güç üretiminin en iyi yöntem olduğuna karar verdi.

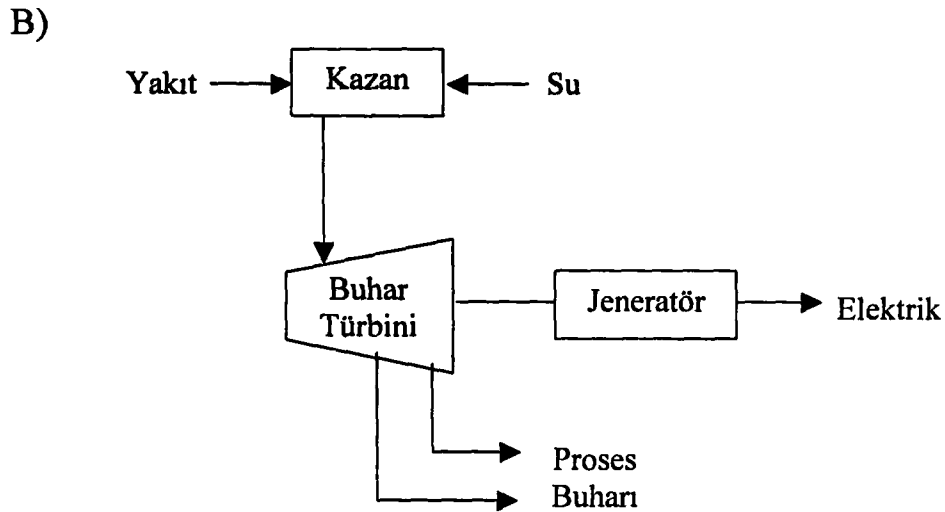
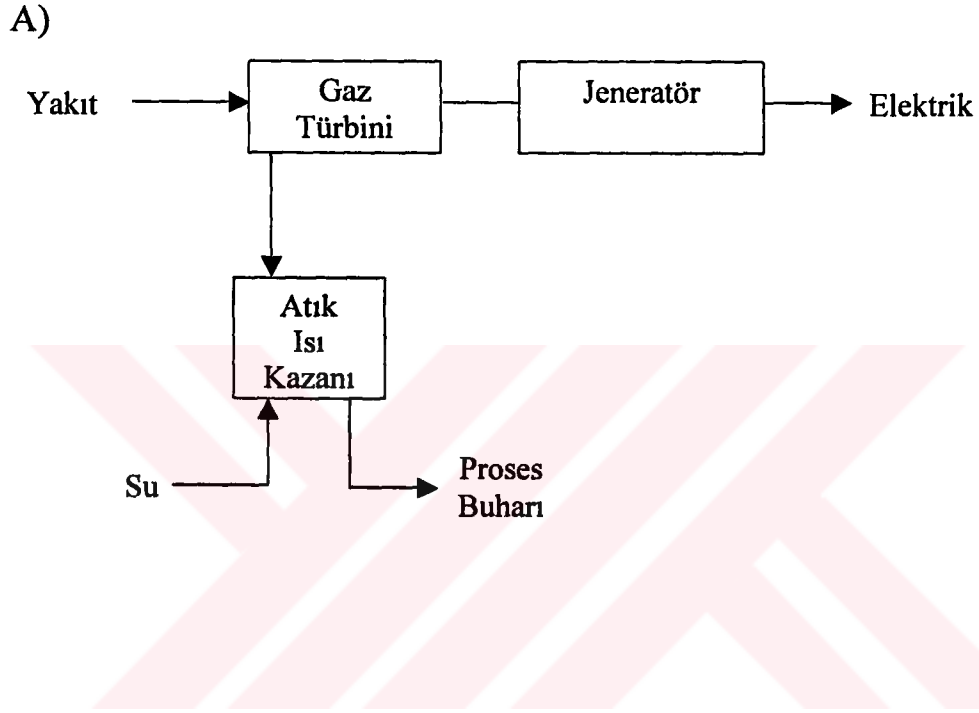
1930 yılında toplanan Dünya Güç Konferansı’ nda kombine ısı ve güç sistemlerinin tartışılmasına önemli miktarda zaman ayrıldı.

1930’ ların sonuna doğru gaz türbinlerinin keşfedilmesi ile bunlardan çıkan egzost gazlarının değerlendirilmesi de gündeme geldi. Böylece özel sektör, Arkansas’ ta Park Plaza Alışveriş Merkezi’ nde ilk gaz türbinli bileşik ısı-güç santralini kurmuş oldu. Bundan sonra da bileşik ısı-güç santralleri artan sayıda kurulmaya devam etti.

[6]

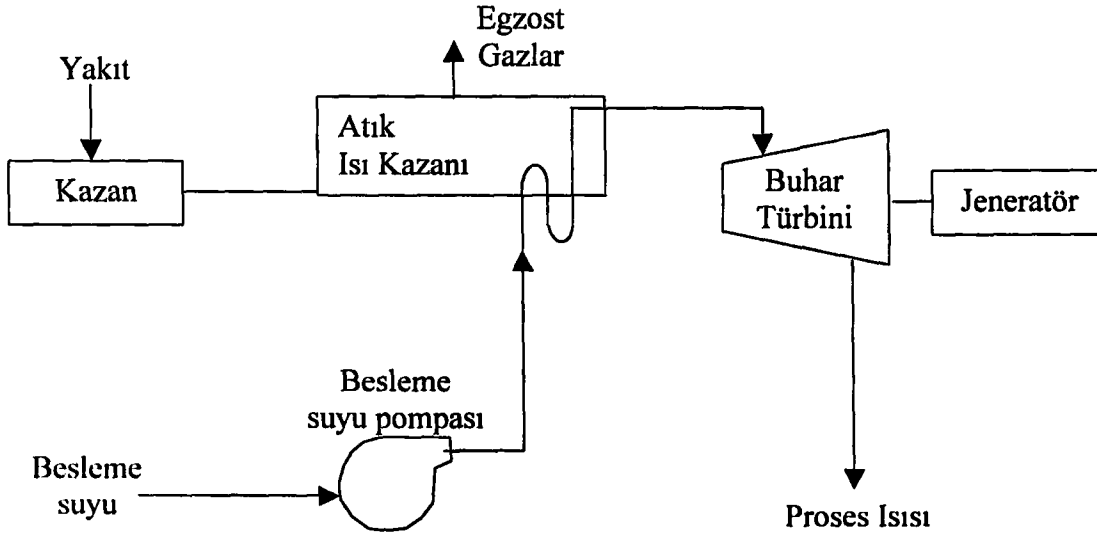
2.5 BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİ

Bileşik ısı-güç üretim sistemleri, üst çevrim veya alt çevrim olmak üzere iki şekilde uygulanabilir. Üst çevrim kullanıldığı zaman ısı enerjisinden ilk önce elektrik üretimi için mekanik ısı, daha sonra da proses ısısı elde edilir. Bu tür sistemlerin kullanıldığı tesislerde elektrik ihtiyacı daha fazladır. Alt çevrimde ise üretilen enerjiden önce proses ısısı olarak faydalanılır, geriye kalan enerji ile de elektrik üretilir. [7]



Şekil 2.4 Üst çevrim örnekleri

Üst çevrimlere örnek olarak gaz türbinleri, atık ısı kazanlı gaz türbinleri, dizel ve gaz motorları gösterilebilir.



Şekil 2.5 Alt çevrim örneği

Alt çevrime örnek olarakta düşük basınçlı Rankine çevrimi, Stirling çevrimi, Brayton çevrimi örnek olarak gösterilebilir.

2.5.1 BUHAR TÜRBLNİ BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİ

Buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemi iki şekilde gerçekleştirilebilir:

- 1- Karşı basınçlı buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemi
- 2- Ara buhar almalı buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemi

Buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sisteminde bulunan temel elemanlar kazan, türbin, proses ısıtıcısı ve yoğuşturucudur.

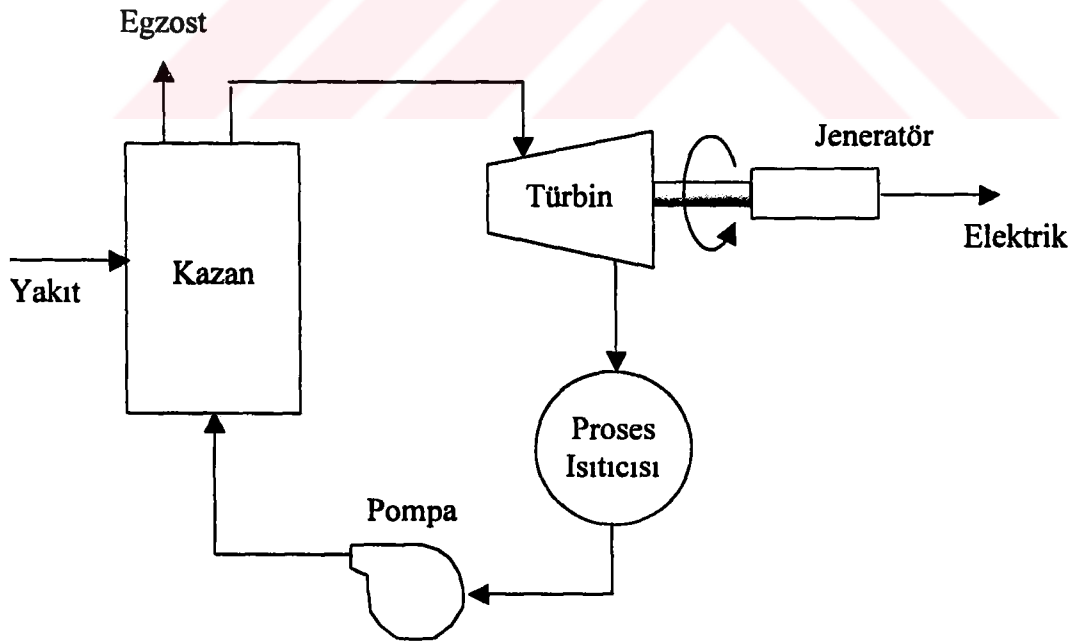
Buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemi genel olarak kimya, kağıt, petrol, çelik, gıda, tekstil gibi ısı işlemlerin önemli bir yer tuttuğu sanayi kuruluşlarında kullanılır. Burada amaç, kazanda üretilen ısıнын ısı işlemlerde kullanılması sırasında meydana gelen enerji kaybını engellemektir. [2,8]

2.5.1.1 Karşı Basınçlı Buhar Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemi

Karşı basınçlı buhar türbinli sistemlerde önce kazanda 4-10.2 MPa basınçta buhar üretilir. Daha sonra bu buhar, türbine gönderilir ve türbinde elektrik üreten bir jeneratörü tahrik eder. Türbinden düşük sıcaklık ve basınçta çıkan buhar daha sonra proses ısısı sağlamada kullanılır. [9]

Karşı basınçlı buhar çevriminin ısı verimi % 20 dolaylarındadır ve bu tür sistemlerin elektrik üretim güçleri 1 ile 10 MW arasında değişir. Elektrik/ısı oranı 0.15 ile 0.2 arasında olup, verilen bir çevrim için sabittir. Üretilen elektrik veya ısı miktarı, türbinden geçen buhar debisini azaltarak veya çoğaltarak değiştirilir. Bu sistemler, sadece buhar üreten klasik buhar türbinlerinden ve yalnız elektrik üreten güç tesislerinden %10-30 daha verimlidir.

Buhar türbinleri, gaz türbinleri ya da dizel motorlarda üretilen birim güç başına daha az yakıtı ihtiyaç duyar. Ancak tek başlarına diğer iki sistem kadar elektrik üretemezler. Örnek olarak 1 milyon BTU proses buharı başına buhar türbini yaklaşık 43 kWh elektrik üretirken, gaz türbini 175 kWh elektrik üretir.

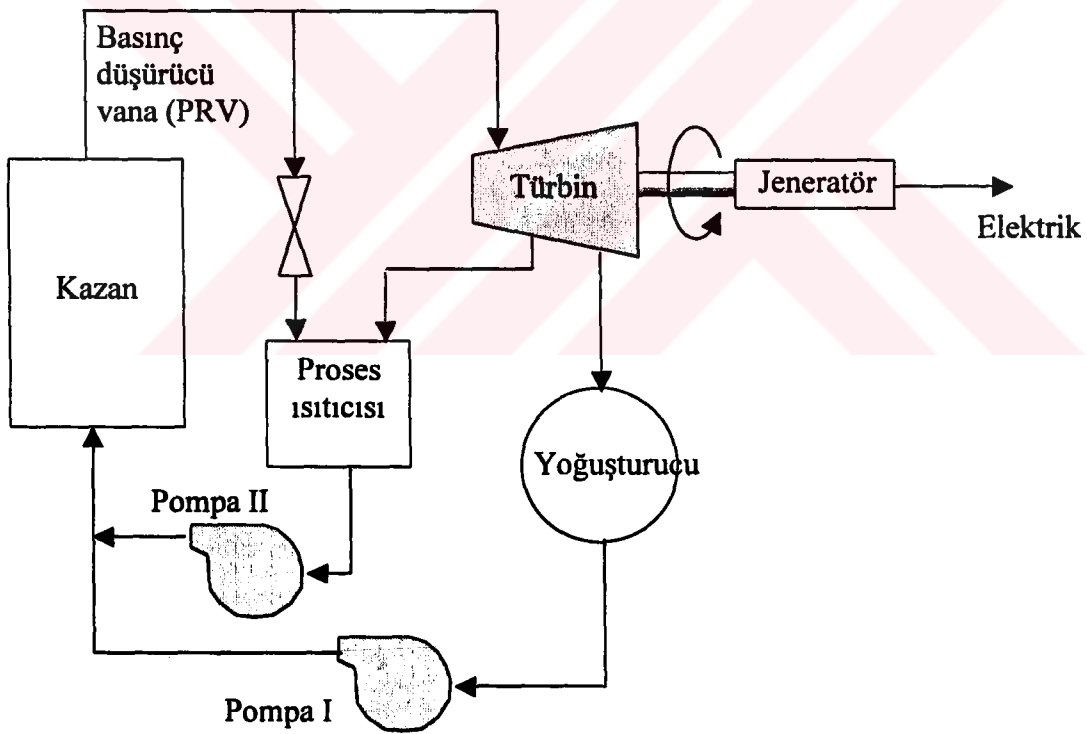


Şekil 2.6 Karşı basınçlı buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemi

2.5.1.2 Ara Buhar Almalı Buhar Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemi

Ara buhar almalı buhar türbinleri elektrik ihtiyacının ısı ihtiyacına göre daha fazla olduğu durumlarda kullanılır. Ayrıca önemli bir özelliği de değişen güç ve proses ısı yüklerine cevap verebilmesidir. Ara buhar almalı buhar çevriminin ısı verimi % 20 ile % 30 arasındadır, elektrik üretim gücü ise 10 ile 50 MW arasında değişir. Elektrik ısı oranı, türbinden ayrılan buhar miktarına bağlı olarak 0.15 ile 0.4 arasındadır.

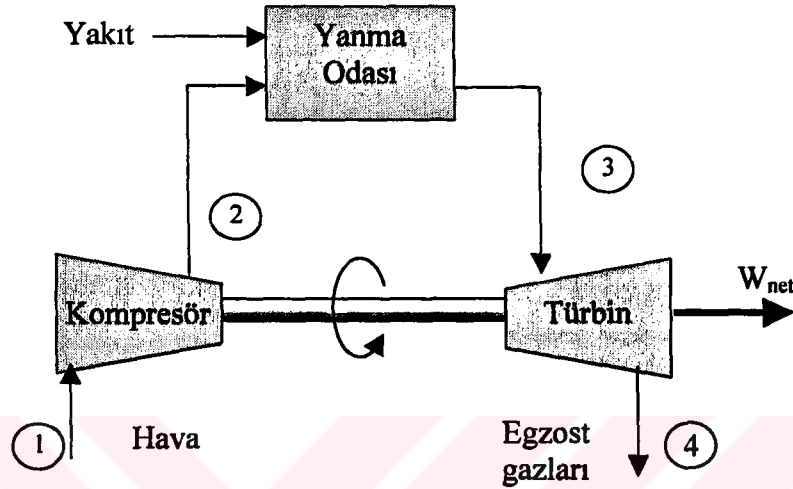
Bu tür sistemlerde, karşı basınçlı buhar türbinli sistemlerin elemanlarına ek olarak bir de kondenser bulunur. Kazandan çıkan buhar, sisteminin ısı ihtiyacı arttıkça bir vana yardımıyla direkt olarak proses ısıtıcısına gidecek şekilde dizayn edilmiştir. Elektrik ihtiyacı daha fazla olduğu zaman buhar, türbininden geçer ve daha sonra bir kısmı proses ısıtıcısına giderken bir kısmı da yoğuşturucu üzerinden kazana geri döner. [2]



Şekil 2.7 Ara buhar almalı buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemi

2.5.2 GAZ TÜRBLİNLİ BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİ

Gaz türbini, bir veya daha fazla yanma odasında yakılan yakıttan üretilen basınçlı yanma gazları ile bir rotorun ve buna bağlı bir şaftın dönmesi ile mekanik güç üreten bir sistemdir.

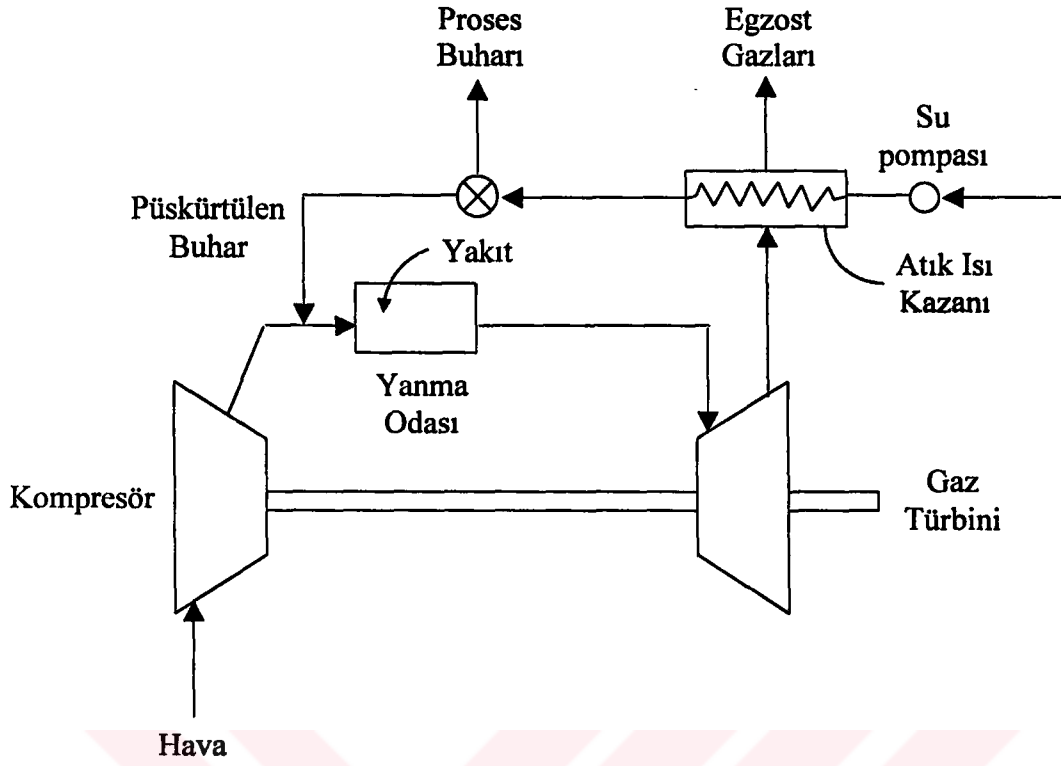


Şekil 2.8 Açık çevrime göre çalışan bir gaz türbini

Bu sistemde yanma odasına gönderilen havayı sıkıştıran kompresör gaz türbini tarafından tahrik edilir. Bu da üretilen enerjinin bir kısmının, maximum %10 kadarının sıkıştırma işlemi için harcadığı anlamına gelir. Böyle bir sistemin ısı verimi %20-38 arasında değişir. Sistemin verimi, sıkıştırma oranı ve türbin girişindeki gaz sıcaklığına bağlıdır.[4, 10, 11]

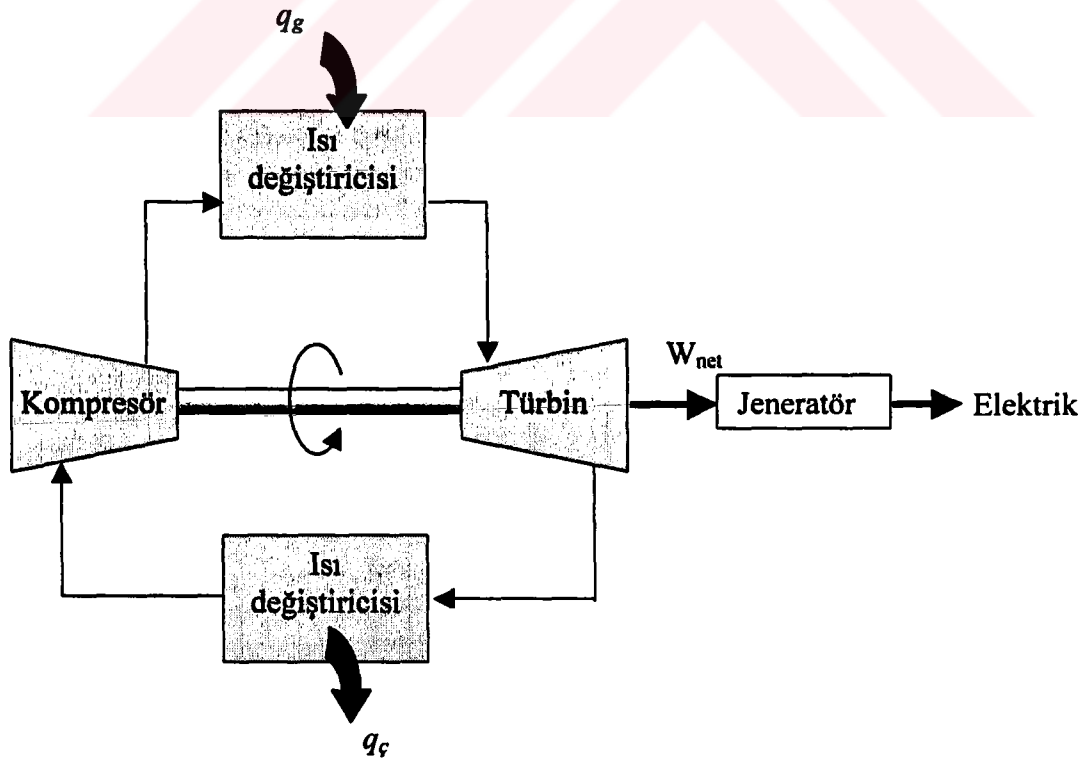
2.5.2.1 Atık Isı Kazanlı Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemi

Bu tür sistemlerde, normal gaz türbinli sistemlerine ek olarak türbinden çıkan egzost gazları bir atık ısı kazanından geçirilir. Türbinden çıkan belli sıcaklıktaki egzost gazları, atık ısı kazanında ısılarını suya verirler ve böylece tesis için gerekli proses ısı ve çevrenin ısıtılması sağlanmış olur. Elektrik üretim gücü 2 ile 50 MW, ısı verim ise % 25 ile % 30 arasındadır. Bu tür santrallerde elektrik ısı oranı 0.5 mertebesinde. Gaz türbinlerinde doğal gaz, LPG veya nafta yakıt olarak kullanılabilir.[12]



Şekil 2.10 Buhar püskürtmeli gaz türbini

2.5.2.4 Kapalı Sistem Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemi



Şekil 2.11 Kapalı çevrime göre çalışan bir gaz türbini

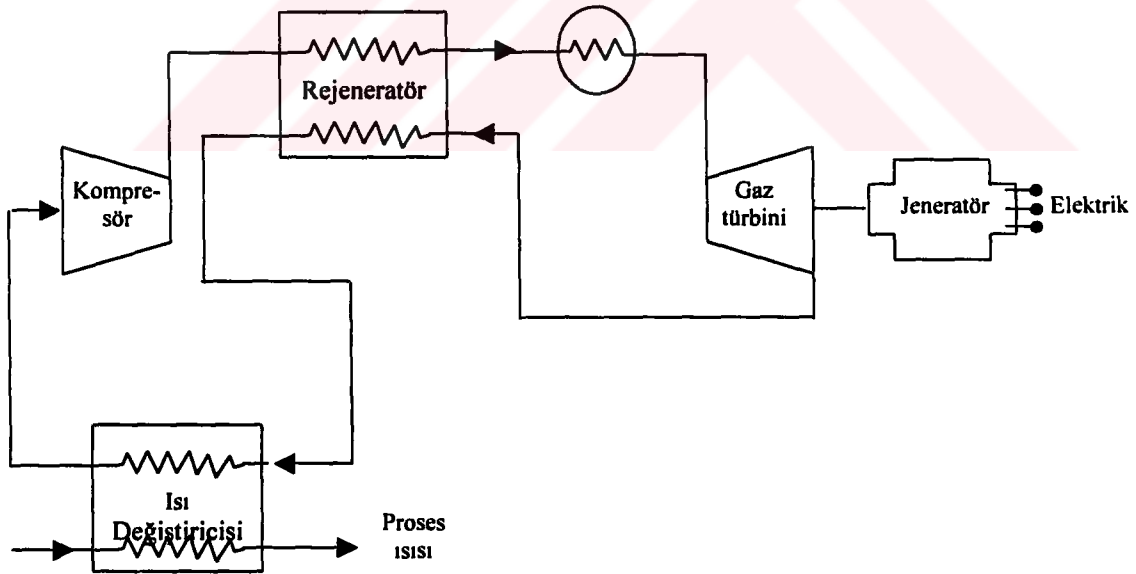
Bu sistem kapalı bir sistem olduğundan, işin meydana gelmesini sağlayan ve sistemi dolaşan bir aracı akışkana sahiptir. Bu aracı akışkan her çevrimde iş meydana getirir ve bu sistemdeki yakıt harcaması fazla değildir. Bu sistem özellikle 1970'lerden sonra fosil yakıtların tükenme tehlikesine karşı kullanımı artmıştır.

Sistemde; bir kompresör, bir türbin ve buna akuple bir jeneratör, bir ısı kaynağı ve ısı değiştiricisi vardır. [12]

Sistem kapalı bir sistem olduğundan herhangi bir gaz, aracı akışkan olarak kullanılabilir. Örnek olarak hava, karbon dioksit, helyum, hidrojen, azot gösterilebilir. Sisteme türbinden sonra rejeneratör veya reküperatör eklenmesi ile kompresör girişindeki aracı akışkan soğutulmuş olur. Böylece sistem verimi artırılmış olur. Şekil 2.13' teki sistem, böyle bir sistemdir.

Sistemde ısı kaynağı olarak nükleer enerji, kömür, gaz gibi çok çeşitli enerjiler kullanılabilir.

Sistemin basıncında değişim meydana getirerek kısmi yükler karşılanabilir.



Şekil 2.12 Kapalı çevrime göre çalışan gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemi

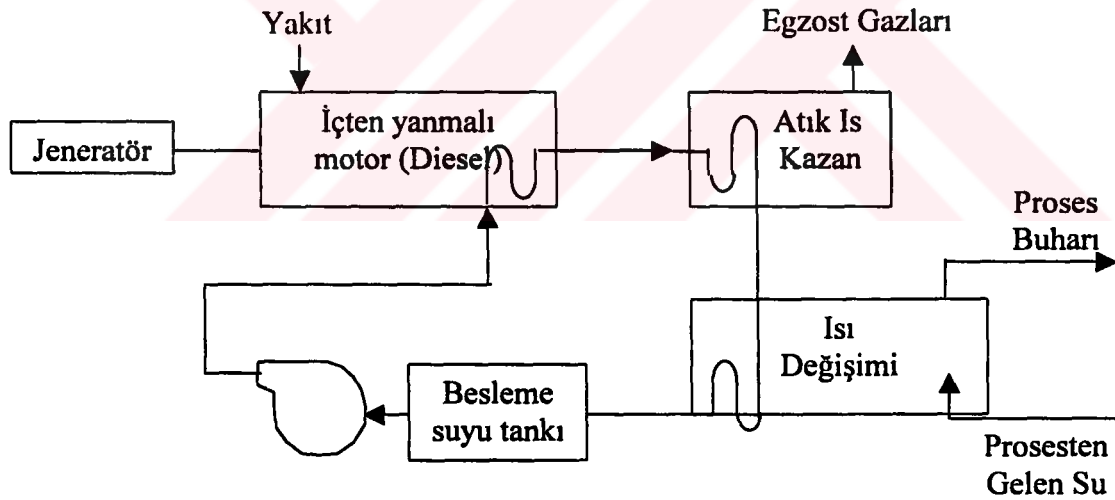
2.5.3 DİZEL MOTORLU BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİ

Dizel motorları, arabalardaki içten yanmalı motorlara benzeyen motorlardır. Dizel motor sisteminde; jeneratörü tahrik eden bir dizel motoru, atık ısı kazanı, ısı değiştiricisi, besleme suyu tankı ve besleme suyu pompası bulunur.

Bu sistemde, dizel motoru iş üretirken, soğutma suyu pompası tarafından basılan soğutma suyu dizel motorunu soğutur. Ayrıca buradan aldığı ısıya ek olarak, bir ısı değiştiricisi yardımıyla egzost gazlarından aldığı ısı da eklenir.

Daha sonra, sahip olduğu ısıyı bir ısı değiştiricisinde besleme suyuna aktararak proses buharı oluşmasını sağlar ve buradan yoğunlaşmış olarak tanka gelir.

Bu sistem, diğer sistemlerle karşılaştırıldığında ısı/güç oranı en düşük olan sistemdir. Elektrik üretim gücü 0.5 ile 10 MW, ısı verim ise % 40 ile % 50 arasındadır. Dizel veya gaz motorlu bileşik ısı-güç üretiminde, elektrik ısı oranı yaklaşık 1'dir. Diesel veya gaz motorlarında yakıt seçenekleri motorin, doğal gaz, LPG ve nafta'dır. [14]



Şekil 2.13 Dizel motorlu bileşik ısı-güç üretim sistemi

Motorlar, geniş yük aralığında bile yüksek güç verimliliğine sahiptirler. Buna rağmen soğutma zorunlulukları vardır.

2.5.3.1 Sıkıştırma Ateşlemeli Dizel Motorlu Bileşik Isı Güç Üretim Sistemi

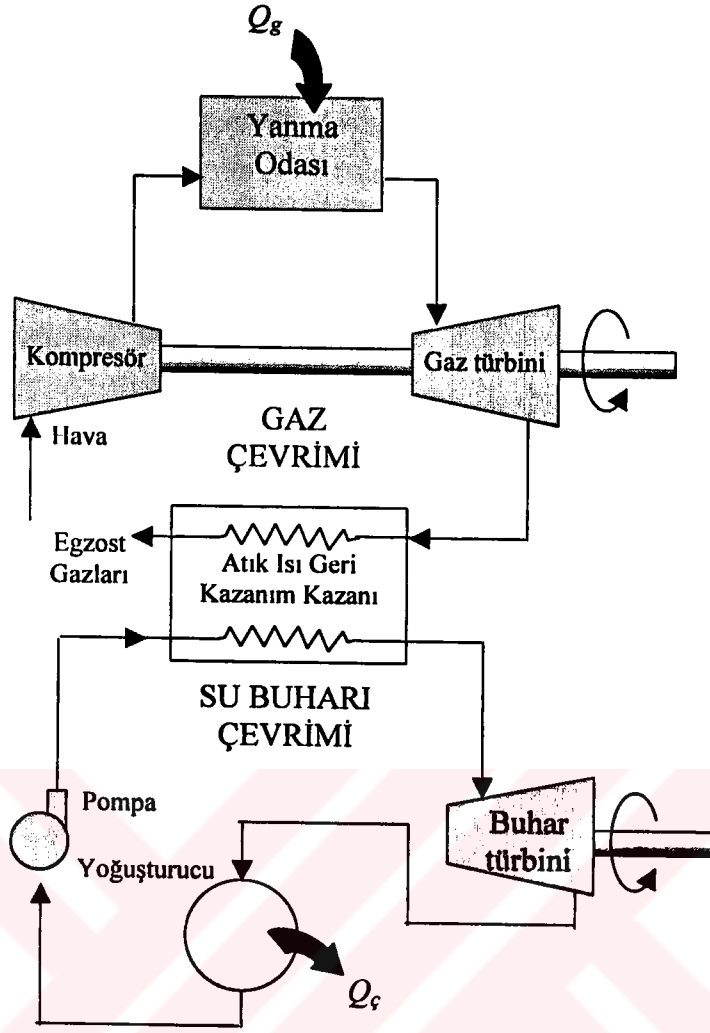
Genellikle dört stroklu, turboşarjlı ve ara soğutmalı direkt enjeksiyonlu makinalardır. Dizel motorlar ağır fuel oil' ler, diesel oil ve doğalgaz yakarlar. Çift yakıtlı modellerinde, gaz yakıtın küçük bir miktarı ateşleme için enjekte edilir. Şaft verimleri %35-45 arasındadır. Çıkış aralıkları 15 MWe' a kadardır. Soğutma sistemleri kıvılcımla ateşlemeli sistemlere göre daha karışıktır ve sıcaklık max 85 °C' dir. Egzost hava seviyeleri yüksektir ve ilave yanma mümkündür. Bu motorlar 1500 d/d' ya kadar olan devirlerde çalışırlar. Genel olarak güçleri 2 MWe' a yaklaşan motorlar, otomotiv dizellerinin türevleridir. Diesel oil ile işletilir ve hız aralıklarının üst seviyelerinde çalışırlar. [10,11]

2.5.3.2 Kıvılcım Ateşlemeli Motorlu Bileşik Isı Güç Üretim Sistemi

Bunların avantajı motor soğutma suyunun 120 °C' a kadar yüksek sıcaklıklarda çalışmasıdır. Şaft verimi %35' ten düşüktür. Çıkış aralıkları maksimum 2 MWe ile sınırlıdır. Küçük ve basit tesislerde kullanılırlar. Soğutma ve egzost ısıları seri olarak bir atık ısı kazanında geri kazanılır ve düşük basınçlı buhar ya da orta/düşük sıcaklıkta sıcak su elde edilir. [10,11]

2.5.4 BİRLEŞİK (KOMBİNE) GAZ-BUHAR GÜÇ ÇEVİRİMLİ BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİ

Birleşik gaz-buhar güç çevrimi; üst çevrimi gaz türbini, alt çevrimi de buhar türbini çevriminden oluşan bir çevrimdir. Bu sistem sayesinde gaz türbini çevriminde türbinden dışarı atılan egzost gazlarının ısısı yardımıyla bir de buhar türbini tahrik edilir. Bu sistemin bir özelliği de diğer bileşik ısı-güç sistemlerine göre prosesteki birim buhar ihtiyacı başına daha çok güç çıkışı sağlamalarıdır.[16]

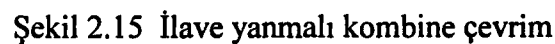


Şekil 2.14 Birleşik gaz-buhar çevrimi

Birleşik çevrimde, üst çevrim olan gaz çevriminde türbinden çıkan egzost gazlarının ısısı, bir atık ısı kazanı sayesinde buhar çevrimindeki suya geçer. Böylece oluşan buhar, türbini döndürerek ikinci defa iş elde edilmiş olur.

Burada kullanılan atık ısı kazanı gaz türbini egzostundaki gizli ısının bir kısmının geri kazanılması için dizayn edilmiş konvektif bir ısı değiştiricisidir. Atık ısı kazanı kullanılarak yapılan buhar üretimi, üniteye giren egzost akışının ve sıcaklığının bir fonksiyonudur. Böylece ünite gaz türbinine bağlıdır ve kontrol edilemez. [20]

Bu sisteme ek olarak, ilave yanmalı atık ısı kazanlı kombine sistemlerde vardır. Burada amaç, egzost gazları içindeki oksijeni yakarak daha fazla ısı elde etmektir.



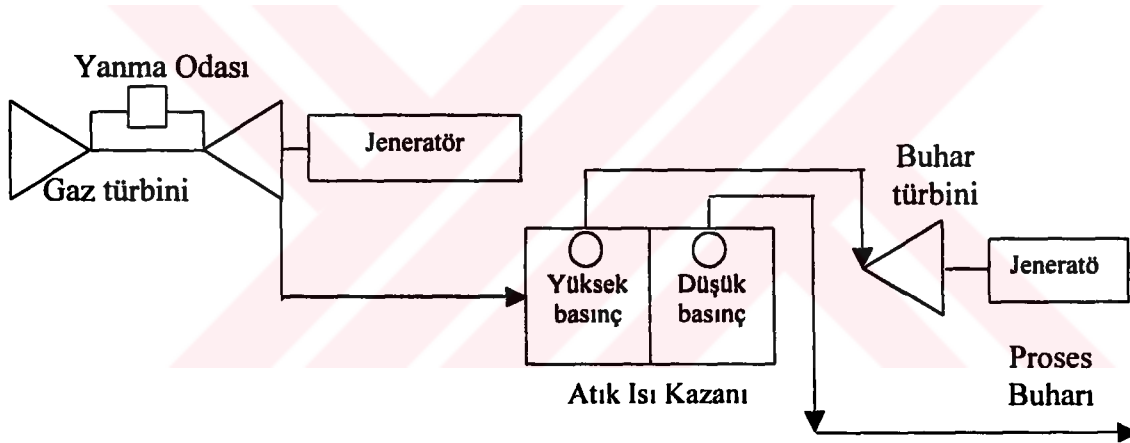
İlave yanmalı atık ısı kazanlı sistemlerde egzost sıcaklığı 1700 °F' lara kadar çıkabilir. Yardımcı yakıcılar, gaz türbininin işletim modundan bağımsız atık ısı kazannın buhar üretim kapasitelerini düzenlemeye izin verir. Bu sistemi, yakıt fiyatının elektrik fiyatına göre yüksek olduğu durumlarda kullanmak mantıklı değildir.

2.5.4.2 Tam Yanmalı Kombine Çevrim

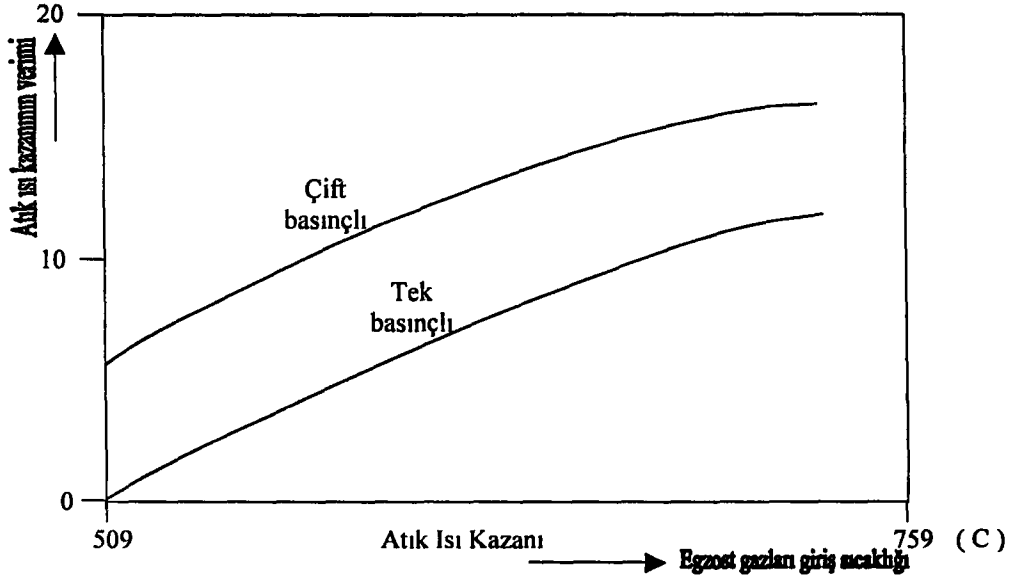
Bu tip çevrimde kullanılan atık ısı kazanları standart kazan tipindedir. Düşük ısılarından, yüksek ısılarına kadar geniş bir aralıkta ısı transferi gerçekleştirebilirler. Bunu da, ihtiyaç duyulan egzost gaz miktarının yanma sistemine girmesine izin vererek veya bunu by-pass ederek sağlarlar. Böyle bir sistemde üretilebilecek maksimum buhar miktarı yanmasız bir sisteme göre 6-7 kat daha fazladır. Bunların verimi %75-92 dolaylarındadır. [20]

2.5.4.3 Çift Basıncılı Atık Isı Kazanlı Kombine Çevrim

Bu tip sistemlerdeki atık ısı kazanlarında bir yüksek basınç, bir de alçak basınç kademesi vardır. Buhar çevriminde değişen proses buharı ihtiyacını karşılamak için üretilen buharın bir kısmı, düşük basınçlı kısımdan direkt olarak proses buharı olacak şekilde kullanılır.[15]



Şekil 2.16 Çift basıncılı kombine çevrim



Şekil 2.17 Tek kademeli ve çift kademeli atık ısı kazanıların verimlerinin atık ısı kazanı gaz giriş sıcaklığına göre değişimi

2.6 BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Bileşik ısı-güç üretim sistemleri, sistemin ekonomikliği, teknik açıdan toplam sistemin etkinliğini ve kullanıcının gereksinimleri dikkate alınarak, uygun bir şekilde seçilmelidir. Bu seçimde rol oynayan faktörlerin başlıcaları:

- Yakıt,
- Elektrik/ısı oranı,
- Yük eğrisi,
- Start sayısı,
- Ortam sıcaklığı,
- Toplam sistemin kapasitesi,
- Elektriğin kalitesi ve
- Elektrik fiyatıdır. [3,17,18]

2.6.1 Yakıt

Yakıttan yola çıkarak seçim yapmanın birkaç sebebi vardır. Bu sistem, sadece ucuz yakıt yakmak üzere kurulabilir. Çöplük gazı ve arıtma gazı ile çalışan sistemler, buna örnek olarak verilebilir. Bu tesislerde primer enerjinin işletme maliyeti sıfır olacağından, özellikle arıtma tesisi bulunan kuruluşlar için bileşik ısı-güç üretim sistemi çok cazip hale gelmektedir. Türkiye için, özellikle doğalgaz kullanılan

yerlerde, sistem çok ekonomik olmakta, ilk yatırım tesis giderinin geri ödeme süresi, iki yıl hatta daha da az olabilmektedir.

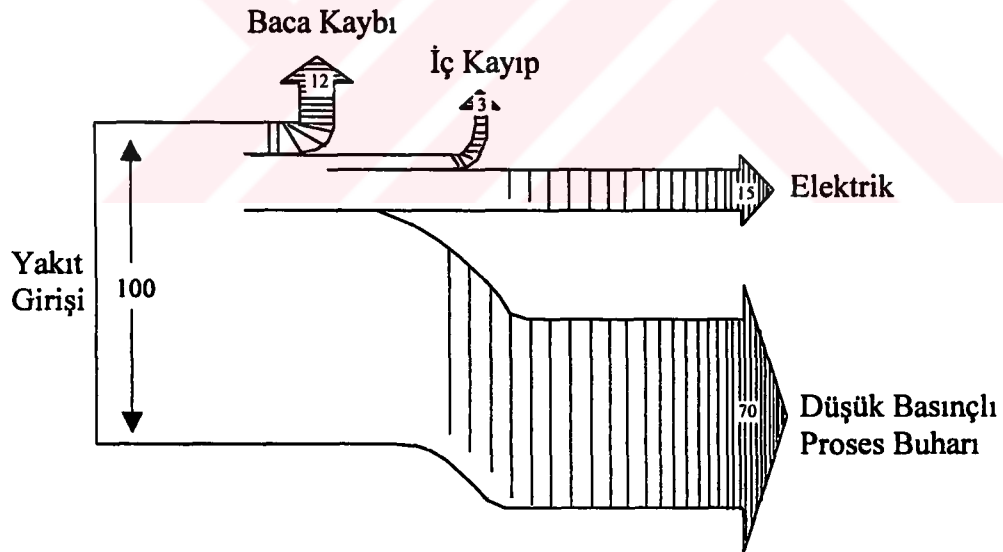
Yine bazı tesislerde, iki veya üç yakıtlı sistemler kurulabilir. Yakıt türü sayısı arttıkça seçilen sistem gaz türbinine doğru yönelmektedir. Düşük kaliteli yakıt kullanılacak santrallerde ise buhar türbinli sistemler tercih edilmektedir. [3]

2.6.2 Elektrik/Isı Oranı

Uygulanacak bileşik ısı-güç üretim sisteminin ısıl ve mekanik güç ihtiyaçları, önemli seçim parametrelerini oluşturmaktadır.

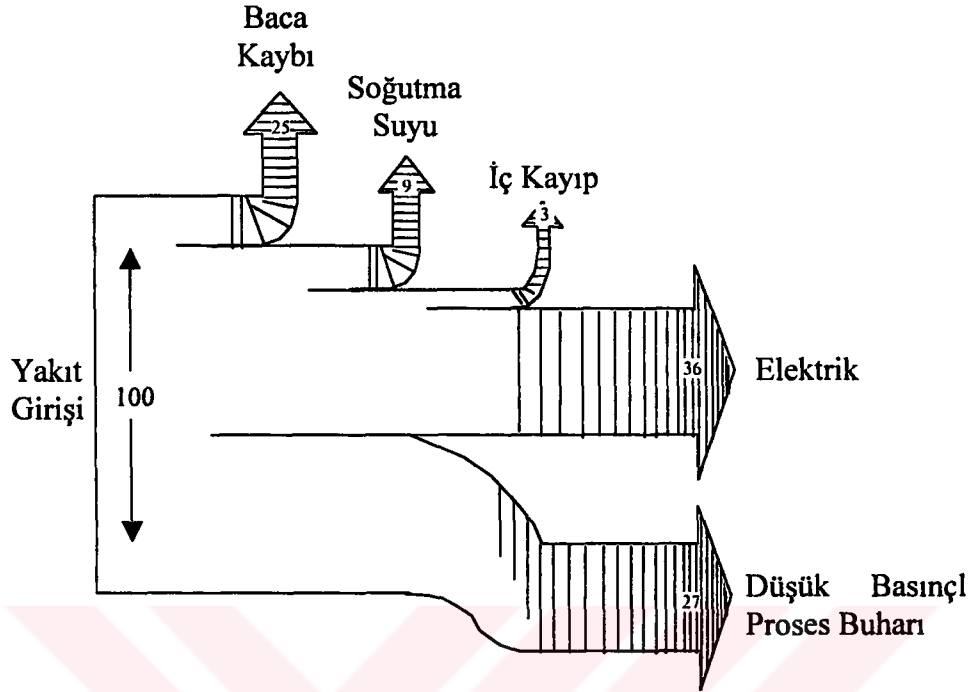
Bu seçimde önemli olan kurulacak sistemin, tesisin ısıl ve mekanik ihtiyaçları ile örtüşmesidir. Burada sorun şudur: Elektrik ihtiyacı mı fazla, yoksa proses ısısı ihtiyacı mı?

Buhar türbinli sistemler, proses ısısı ihtiyacının fazla olduğu zaman tercih edilir. Türbinden atılan buhar, yüksek basınçlı olduğunda elektrik güç çıkışı oransal olarak azalır.[17,18]



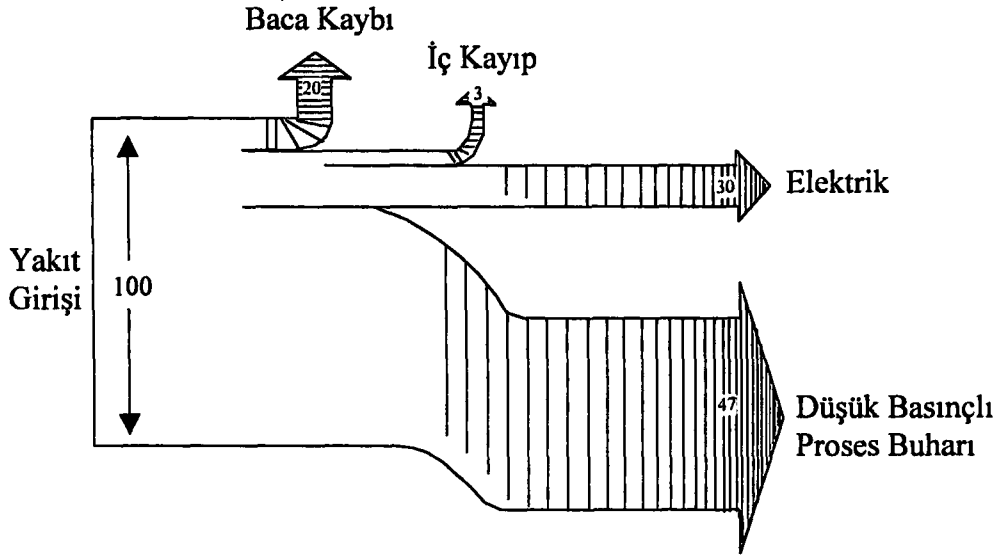
Şekil 2.18 Buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerji akışı

Dizel motorlara ya da gaz türbinlerine dayalı bileşik ısı-güç üretim sistemleri, daha yüksek elektrik/ısı oranına sahiptirler.



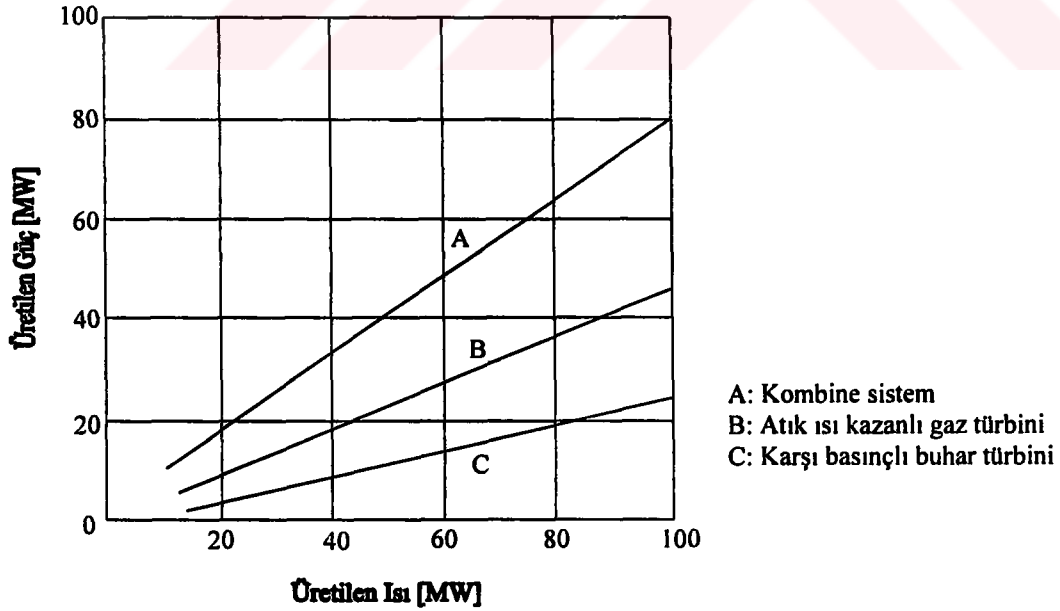
Şekil 2.19 Dizel motorlu bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerji akışı

Farklı bileşik ısı-güç üretim sistemleri için, elektrik/ısı oranları çeşitlendirilebilir. Yüksek elektrik/ısı oranı için sistem dizaynında, birim elektrik başına yakıt tüketimi artar. Bu yüzden bileşik ısı-güç üretim sisteminde tüm yakıt kullanım verimliliği, kullanıcının elektrik ve yüksek ya da düşük basınçlı buhar ihtiyacına göre kurulan sistemin tipine bağlıdır. Aşağıda kombine bir sistem için enerji akış diyagramı görülmektedir. [8, 16]



Şekil 2.20 Kombine çevrimli bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerji akışı

Bileşik ısı-güç sistemlerini karşılaştırmak, bu sistemlerin ısı/güç üretim oranlarının aynı olmaması sebebi ile zordur. Aşağıdaki şekilde, bazı bileşik ısı-güç üretim sistemlerin üretilen proses buhar basınçlarının 3 bar olması durumundaki elde edilen ısı ve gücün değişimi görülmektedir. [21]



Şekil 2.21 Isı/güç üretim oranlarının değişimi

Grafikte görüldüğü üzere güç ihtiyacının ısı ihtiyacına göre daha az olduğu durumlarda, karşı basınçlı buhar türbini en uygun çözümdür. Tam tersi durumda güç ihtiyacı fazla olursa birleşik gaz-buhar güç çevrimi en uygun çözüm olur. Atık ısı kazanlı gaz türbini çevrimi bu ikisi arasında bir konumdadır.

2.6.3 Yük Eğrisi

Yük eğrisi; günün, haftanın, yılın çeşitli zamanlarında çok dengesiz olabilir. Örnek olarak, ısıtma yükü kışın artar, elektrik ihtiyacı geceleri daha fazladır. Endüstriyel bir tesiste günün bir vardiyası boyunca pik buhar ve elektrik talebi olabilir. Sonuç olarak ısı ve elektrik talepleri aynı anda birbirleri ile karşılamayabilir. Bu gibi durumlarda yük eğrisi birden fazla aralığa bölünerek, tüketim birden fazla modül ile karşılanır. Örnek olarak, gün içinde 400 kW , gece ise 200 kW elektrik enerjisi ihtiyacı olan bir hastanenin elektrik tüketimini karşılamak üzere, 200 kW' lık iki gaz motoru kullanmak çalışma rejiminin daha verimli olmasını sağlar.[3]

2.6.4 Start Sayısı

Gaz motorlarının daha kolay devreye alınabilmesinden dolayı senelik start sayıları fazla olan işletmeler için gaz motoru kullanımı kaçınılmaz hale gelir. [3]

2.6.5 Ortam Sıcaklığı

Gaz türbinlerinin çıkış güçleri ve ısı oranları, ortam sıcaklığına fazla duyarlılık göstermektedir. Gaz motorları ise, ortam sıcaklığına çok fazla duyarlı olmadığından bazı uygulamalarda, gaz motoru kullanımı zorunlu hale gelir. [3]

2.6.6 Toplam Sistemin Kapasitesi

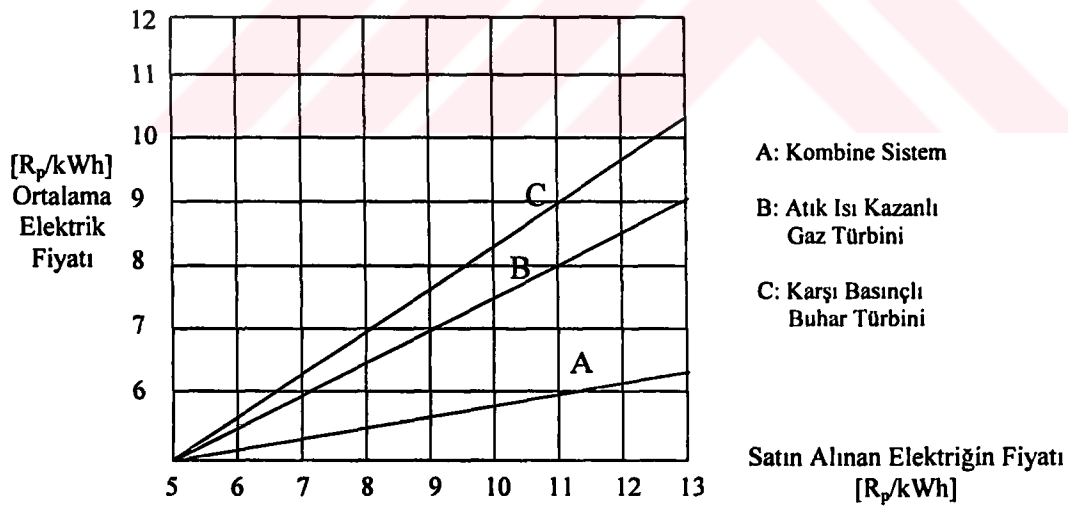
Bileşik ısı-güç üretim sisteminde ihtiyaç duyulan güçler büyüdükçe, seçilen sistem, gaz türbinine doğru yönelmektedir. Genellikle uygulamada 15-20 MW seviyesinin altında gaz motorları, üzerinde ise gaz türbinleri kullanılmaktadır. Aslında bu seçim elektrik/ısı kullanım oranına göre yapılır. Bir sistemde çok az ısı kullanılıyorsa, kombine çevrimli gaz türbini kurmak daha avantajlıdır. Türkiye' de elektrik pahalı olduğundan ve gaz motorlarında elektrik verimi daha yüksek olduğundan dolayı, gaz motorunu tercih etmek daha ekonomiktir. [3]

2.6.7 Elektriğin Kalitesi

Elektrikteki frekans ve gerilim hassasiyetinin yüksek olduğu işletmelerde bazen sistemin kârlılığın ya da şebeke elektrikliğinin sürekliliğine bakmaksızın, bileşik ısı-güç üretim sisteminin yatırımı zorunlu hale gelir. Özellikle hassas elektronik cihazların bulunduğu tesislerde (tekstil, bilgisayar vb.) frekans ve gerilim değerlerinin toleransı çok azdır. Tesiste bu türden sorunlar varsa, bileşik ısı-güç üretim sistemi bu kuruluş için kaçınılmaz olmakta; tolerans miktarı azaldıkça ise sistem seçimi gaz motorundan gaz türbinine doğru kaymaktadır. [3]

2.6.8 Elektriğin Fiyatı

Elektrik fiyatı açısından sistemleri karşılaştırdığımız zaman; genel olarak şebekeden alınan elektriğin fiyatı, üretilen elektriğin fiyatından düşükse en ekonomik çözüm karşı basınçlı buhar türbinidir. Eğer şebeke elektrikliğinin fiyatı, üretilen elektriğin fiyatından yüksekse en uygun çözüm gaz-buhar güç çevrimi olacaktır. Bunun sebebi gaz-buhar güç çevrimi ile tesisin elektrik ihtiyacının büyük bir kısmının ucuz maliyetle karşılanabiliyor olmasıdır. Aşağıdaki şekilde ortalama elektrik fiyatının, satın alınan elektrik fiyatına göre değişim görülmektedir. [19]



Şekil 2.22 Ortalama elektrik fiyatının satın alınan elektrik fiyatına oranı

Görüleceği üzere çeşitli kriterler açısından en uygun çözüm gaz-buhar güç çevrimidir. Bu sistemle, yakılan yakıtın en iyi ekserji kullanımı gerçekleştirilirken sistem basit ve ekonomiktir. Buhar türbinli sistemler daha düşük kalitedeki yakıtların tüketilmesi söz konusu olduğu zaman öne çıkar.

Aşağıdaki tabloda bileşik ısı-güç üretim sistemi sistemlerinin avantaj ve dezavantajları sıralanmıştır:

Tablo 2.1 Bileşik ısı-güç üretim sistemlerin avantaj ve dezavantajları

<u>Sistem</u>	<u>Avantaj</u>	<u>Dezavantaj</u>
Karşı Basınçlı Buhar Türbini	• Yüksek Yakıt Verimi • Basitlik • Düşük Kaliteli Yakıtı Uygunluk	• Dizayn ve Operasyonda Esneklik Azlığı
Ara Buhar Almalı Buhar Türbini	• Dizayn ve Operasyonda Esneklik • Düşük Kaliteli Yakıtı Uygunluk	• Pahalılık • Yakıt Verimi Düşüklüğü
Atık Isı Kazanlı Gaz Türbini	• Yüksek Yakıt Verimliliği • Basitlik • Kısa Zamanda Devreye Girme	• Orta Düzeyde Kısmi Yüklere Cevap Verebilme Kabiliyeti • Düşük Kaliteli Yakıtların Kullanım Sınırlılığı
Kombine Sistem	• Optimum Yakıt Verimliliği • Maliyet Düşüklüğü	• Kısmi Yükleri Karşılamadaki Yetersizlik • Düşük Kaliteli Yakıtların Kullanım Sınırlılığı

Tablo.2.2 Bileşik ısı-güç sistemlerinin karşılaştırılması

Sistem Karakteristikleri	ÜST ÇEVİRİM						ALT ÇEVİRİM	
	Atık Isı Kazanlı Gaz Türbini	Gaz Türbini	Buhar Türbini	Kombine Sistem	Dizel Motoru	Buhar Türbini	Organik Rankine	
Güç Üretimine Katılan Yakıt [kWh/kWh]	1,35-1,8	1,35-3,3	1,35-1,95	1,35-1,95	1,8-2,4	n.a	n.a.	
Tüm Sistemin Verimi [%]	65-85	26-85	65-80	65-85	40-80	n.a.	n.a.	
Geri Ödeme Süresi [yıl]	2-4	1,5-2,5	1,5-6 (b)	2-4	2-5	2-3	3-4	
Elektrik / Buhar Akışı [kWh/453.6 kg/h]	100-250	80-200	25-60	175-320	200-600	35-50	50-75	
İhtiyaç Duyulan Min. Proses Isısı [453.6 kg/h]	5	5	10-50	20-500	4	5	4	
Emisyon Problemleri	NO _x	NO _x	SO _x	NO _x	NO _x	n.a.	n.a.	
Ünite Büyüklüğü [MWe]	0,5-200	0,2-200	3	3-400	0,1-30	0,5-4	0,5-4	
Ana Yakıt	Gaz	Gaz	Herhangi bir yakıt	Gaz	Gaz	Kömür	Herhangi bir yakıt	
Tahmin Edilen Ömür [yıl]	15-20	15-20	25-35	15-25	15-25	20	20	
Kurulma Süresi [yıl]	0,75-2	0,75-2	1-3	0,75-2,5	0,75-2,5	1-3	1-2	

n.a :Yok

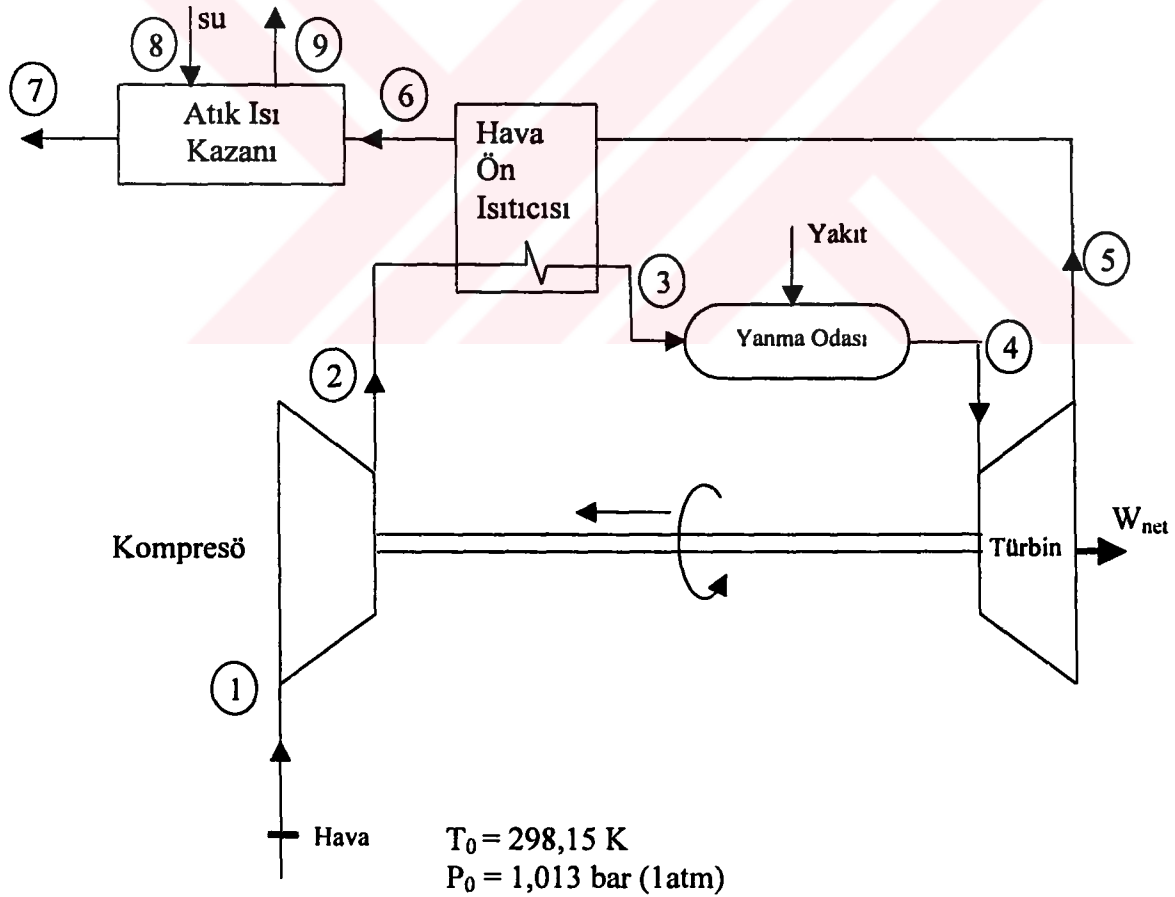
b :Mevcut kazan yenilenebilirse.

BÖLÜM 3

GAZ TÜRBİNLİ BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM SANTRALİNİN TERMODİNAMİK ÇÖZÜMLEMESİ

3.1 GAZ TÜRBİNLİ BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİM SANTRALİNİN TANITILMASI

Şekil [3.1]'de Gaz türbinli bir bileşik ısı-güç çevriminin şematik diyagramı görülmektedir. Gaz türbini açık çevrime göre çalışmaktadır.



Şekil 3.1. Atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemi

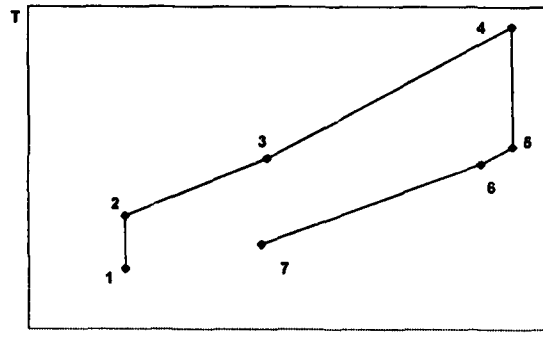
Çevre koşullarındaki hava, kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır, basıncı ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava, hava ön ısıtıcısı adı verilen ters akışlı bir ısı değiştiricisinde türbinden çıkan yanma sonu gazlarıyla ısıtılır. Hava yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasına girer. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar genişletilerek türbinde iş yapılır. Türbinden çıkan egzost gazları ilk önce hava ön ısıtıcısından geçirilir. Daha sonra yüksek sıcaklıktaki gazlar atmosfere atılmadan önce atık ısı buhar kazanında buhar veya sıcak su üretmek için kullanılır.

3.2. TERMODİNAMİK ÇÖZÜMLEME

3.2.1 Gazlı Kuvvet Çevrimi

Güç üreten makinelerin büyük çoğunluğu bir termodinamik çevrime dayanır. Gerçek ısı makinelerinde karşılaşılan çevrimlerin çözümlemesini yapmak zordur, çünkü sürtünmeyi, denge haline ulaşmak için yeterince zaman olmamasını ve benzeri nedenleri gözönüne almak gerekir. Bir çevrimin analitik çözümlemesini yapabilmek için zorluklar altedilebilecek bir düzeye indirilir; başka bir deyişle, bazı kabuller yapılır. Gerçek çevrim, içten tersinmezliklerden arındırıldığı zaman, gerçek çevrime benzeyen, fakat tümüyle içten tersinir hal değişimlerinden oluşan bir çevrim elde edilir. Böyle bir çevrim, ideal çevrim diye adlandırılır. [2]

Gaz türbinleri için ideal çevrim, Brayton Çevrimidir ve aşağıda belirtilen dört içten tersinir hal değişiminden oluşur: (Bkz. Şekil 3.2)



Şekil 3.2 T - s diyagramı

İdeal Brayton Çevrimi:

1-2 : Kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma

2-4 : Yanma odasına sabit basınçta ısı geçişi

4-5 : Türbinde tersinir adyabatik genişleme

5-7 : Çevreye sabit basınçta ısı geçişi

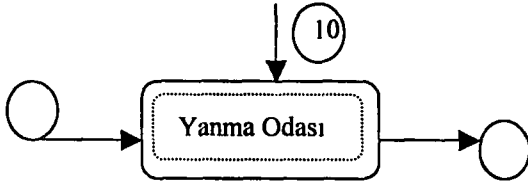
3.2.2 Birinci Yasa Çözümlemesi

Atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim santralının birinci yasa çözümlemesinin yapılabilmesi için ilk önce kontrol hacimlerinin doğru olarak seçilmesi gerekmektedir. Doğru seçim çözümlemeyi çok daha kolaylaştırır. Aşağıda, seçilen kontrol hacimleri, kütle ve enerjinin korunumu ilkelerine göre incelenecektir.

Çözümleme sırasında santral için aşağıda belirtilen kabuller geçerli olacaktır. [22]

- Sistem sürekli akışlı bir sistemdir.
- Hava ve yanma ürünlerine ideal gaz kabul edilir.
- Yakıt olarak kullanılan metan (CH_4) ideal gaz olarak modelleneyecektir.
- Yanma tamdır. N_2 soygazdır.
- Yanma odasından ısı transferi, yakıtın alt ısı değeri %2'si kadardır. Sistemin diğer ekipmanlarında ısı kayıpları yoktur.
- Kompresöre giren havanın mol analizi (%) = 77.48 N_2 , 20.59 O_2 ,
0.03 CO_2 , 1.90 H_2O (g)

1.Kontrol Hacmi : Yanma Odası



Şekil 3.3 Yanma odası

Yanma işlemi sırasında, kimyasal reaksiyondan önce varolan maddelere yanma işlemine girenler, reaksiyondan sonra oluşan maddelere de yanma sonu ürünler denir.

Kütlenin korunumu ilkesine göre;

$$\left[\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{KH'ne giren} \\ \text{toplam kütle} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{KH'den çıkan} \\ \text{toplam kütle} \end{array} \right]$$

veya

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_c \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{\text{Hava}} + \dot{m}_{\text{Yakıt}} = \dot{m}_{\text{Yanma Ürünleri}} \quad (3.1a)$$

denklemleri elde edilir.

Kimyasal reaksiyon sırasında mol miktarlarının korunumu sözkonusu değildir.

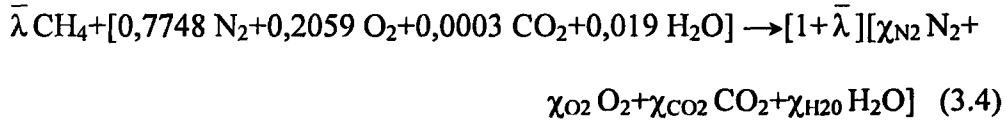
Hava ve yakıtın miktarlarını belirlemek için yanma işlemlerinde sıkça kullanılan bir büyüklük olan, yakıt hava oranı ($\bar{\lambda}$), yakıtın mol miktarının, havanın mol miktarına oranıdır.

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_Y}{\dot{n}_H} = \frac{\text{Yakıtın mol miktarı}}{\text{Havanın mol miktarı}} \quad (3.2)$$

Bir başka ifadeyle:

$$\frac{n_{YÜ}}{n_H} = 1 + \bar{\lambda} = \frac{\text{Yanma ürünlerinin mol miktarı}}{\text{Havanın mol miktarı}} \quad (3.3)$$

Yanma odasında, yanmanın tam olduğu kabul edilmiştir. Yakıtın (CH₄) teorik yanması aşağıdaki bağıntı ile tanımlanır:



(3.4) numaralı denklemde kimyasal reaksiyon sonunda elde edilen denklemin her iki tarafındaki karbon, hidrojen, oksijen ve azot mol oranlarını eşitlersek, yanma ürünlerinin mol oranlarını veren denklemler elde edilir:

$$\chi_{\text{N}_2} = \frac{0,7748}{1 + \bar{\lambda}} \quad , \quad \chi_{\text{O}_2} = \frac{0,2059}{1 + \bar{\lambda}} \quad (3.5)$$

$$\chi_{\text{CO}_2} = \frac{0,0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \quad , \quad \chi_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,019 + 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

Yakıt-hava karışım oranının hesaplanması için termodinamiğin birinci yasası veya enerjinin korunumu ilkesinden yararlanacağız. Enerji korunumu ilkesine göre;

$$\begin{pmatrix} \text{Birim zamanda} \\ \text{ısı veya iş olarak} \\ \text{sınırlardan geçen} \\ \text{toplam enerji} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'den çıkan} \\ \text{toplam enerji} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'ye giren} \\ \text{toplam enerji} \end{pmatrix}$$

$$\text{veya } \dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} = \sum \dot{m}_f \left(h_f + \frac{V_f^2}{2} + gz_f \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right)$$

$$\text{veya } \dot{Q}_{KH} - \cancel{\dot{W}_{KH}} = \dot{m}(\Delta h + \cancel{\Delta ke} + \cancel{\Delta pe}) \quad (3.6)$$

denklemleri elde edilir. Yanma odası için iş terimi sıfırdır. ($\dot{W}=0$) Δpe ve Δke çok küçüktür ve rahatlıkla göz ardı edilebilir. Yanma odası için enerjinin korunumu ilkesine göre;

$$\dot{Q}_{KH} = \dot{n}_{Y0} \bar{h}_{Y0} - \dot{n}_Y \bar{h}_Y - \dot{n}_H \bar{h}_H \quad (3.6a)$$

denklemini elde edilir.

Yanma odasında ısı kayıpları yakıtın alt ısı değeri ($\overline{LHV}$) %2'si kadardır.

$$\dot{Q}_{KH} = -0,02 \dot{n}_Y \overline{LHV} = \dot{n}_H (-0,02 \bar{\lambda} \cdot \overline{LHV}) \quad (3.7)$$

(3.6a) ve (3.7) numaralı denklemleri kullanarak;

$$0 = -0,02 \bar{\lambda} \overline{LHV} + \bar{h}_H + \bar{\lambda} \bar{h}_Y - (1 + \bar{\lambda}) \bar{h}_{Y0} \quad (3.8)$$

denklemini elde edilir.

İdeal gaz-karışım prensiplerini kullanarak havanın ve yanma ürünlerinin entalpi değerleri aşağıda tanımlanan denklemler yardımıyla hesaplanır:

$$\bar{h}_H = [0,7748 \bar{h}_{N_2} + 0,2059 \bar{h}_{O_2} + 0,0003 \bar{h}_{CO_2} + 0,019 \bar{h}_{H_2O}] (T_3) \quad (3.9)$$

$$(1 + \bar{\lambda})\bar{h}_{Y\bar{O}} = [0,7748\bar{h}_{N_2} + (0,2059 - \bar{\lambda})\bar{h}_{O_2} + (0,0003 + \bar{\lambda})\bar{h}_{CO_2} + (0,019 + 2\bar{\lambda})\bar{h}_{H_2O}](T_4) \quad (3.10)$$

(3.8), (3.9) ve (3.10) numaralı denklemleri kullanarak yakıt-hava karışım oranı ($\bar{\lambda}$) elde edilir.

$$\bar{\lambda} = \frac{0,7748\Delta\bar{h}_{N_2} + 0,2059\Delta\bar{h}_{O_2} + 0,0003\Delta\bar{h}_{CO_2} + 0,019\bar{h}_{H_2O}}{\bar{h}_Y - 0,02\overline{LHV} - (-2\bar{h}_{O_2} + \bar{h}_{CO_2} + 2\bar{h}_{H_2O})(T_4)} \quad (3.11)$$

(3.11) numaralı denklemde kullanılan $\Delta\bar{h}_{N_2}, \Delta\bar{h}_{O_2}$ ve $\Delta\bar{h}_{CO_2}$, bileşenlerin T_4 ve T_3 sıcaklıklarında sahip oldukları entalpilerin farklarıdır.

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesabı için $\dot{n}_Y = \bar{\lambda}\dot{n}_H$ denklemi kullanılır.

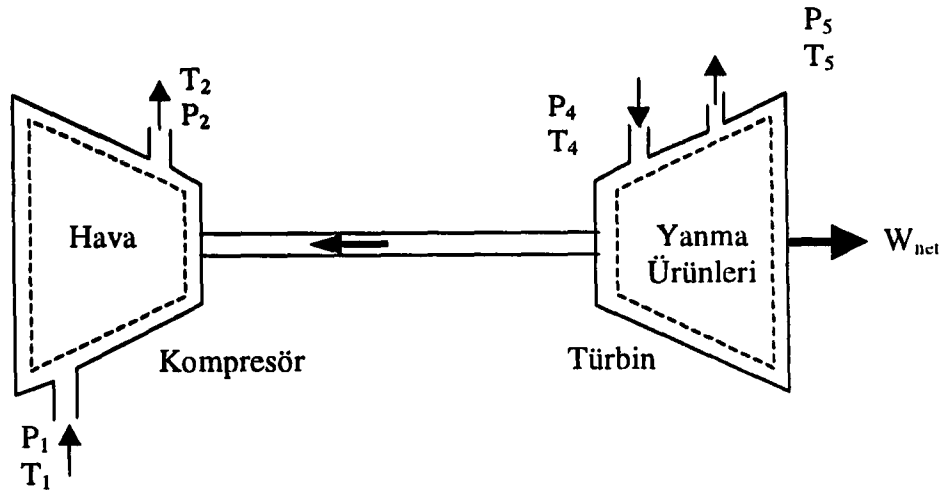
$$\dot{m}_Y = \bar{\lambda} \left(\frac{M_Y}{M_H} \right) \dot{m}_H \quad (3.12)$$

M_Y = Yakıtın moleküler ağırlığı

M_H =Havanın moleküler ağırlığı

$\bar{h}_Y$ = Yakıtın 298,15 K(25°C) ve 1 bar basınçtaki entalpisi

2. Kontrol Hacmi : Kompresör ve Türbin



Şekil 3.4 Kompresör ve türbin

Kompresör, havanın basıncını yükseltme işlevini görür. Türbinde ise yüksek basınçlı yanma ürünleri, mil üzerine yerleştirilmiş kanatçıklara karşı iş yapar. Milin dönmesiyle aynı zamanda kompresöre güç aktarılır. Şekildeki kontrol hacmi için enerjinin korunumu ilkesine göre aşağıdaki denklem elde edilir.

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{KH}} - \dot{W}_{KH} + \dot{n}_H (\bar{h}_1 - \bar{h}_2) + \dot{n}_{YO} (\bar{h}_4 - \bar{h}_5) \quad (3.13)$$

Kompresör ve türbinde ısı transferi mil işine göre küçüktür. Isı geçişi gözardı edilebilir. $\left(\dot{Q}_{KH} \equiv 0 \right)$

$\dot{W}_{KH}$ bileşik ısı güç sisteminden elde edilen net güçtür.

$$0 = -\frac{\dot{W}_{net}}{\dot{n}_H} + (\bar{h}_1 - \bar{h}_2) + (1 + \bar{\lambda})(\bar{h}_4 - \bar{h}_5) \quad (3.13a)$$

Kompresörün ve türbinin izentropik verimleri aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\eta_{komp.} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1} \quad (3.14)$$

$$\eta_{türbin} = \frac{\bar{h}_4 - \bar{h}_5}{\bar{h}_4 - \bar{h}_{5s}} \quad (3.15)$$

Kütlenin korunumu ilkesine göre;

$$\text{Kompresör : } \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_H \quad (3.16)$$

$$\text{Türbin : } \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{YO} \quad (3.17)$$

denklemleri elde edilir.

Kompresörün basınç oranı (3.18) numaralı denklem yardımıyla hesaplanır:

$$r_p = \frac{p_2}{p_1} = \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.18)$$

k , özgül ısı oranı olarak tanımlanmıştır.

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.19)$$

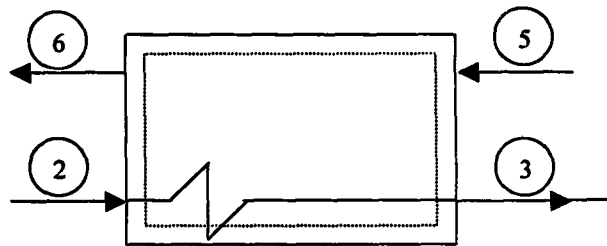
$$c_p - c_v = R \quad (3.20)$$

(3.19) ve (3.20) denklemleri yardımıyla aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{k}{k-1} = \frac{c_p}{R} \quad (3.21)$$

$$r_p = \frac{p_2}{p_1} = \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{c_p}{R}} \quad (3.18a)$$

3. Kontrol Hacmi : Hava Ön Isıtıcısı



Şekil 3.5 Hava ön ısıtıcısı

Enerji korunumu ilkesine göre;

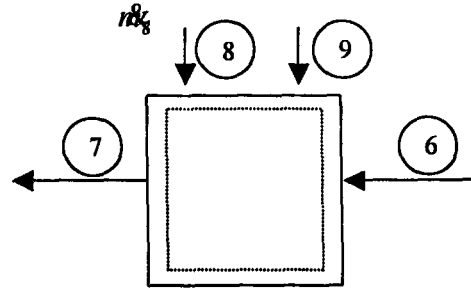
$$0 = \dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \dot{n}_H (\bar{h}_2 - \bar{h}_3) + \dot{n}_{YU} (\bar{h}_5 - \bar{h}_6) \quad (3.22)$$

Kütlenin korunumu ilkesine göre:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_5 = \dot{m}_3 + \dot{m}_6 \quad (3.23)$$

denklemleri elde edilir.

4. Kontrol Hacmi : Atık Isı Kazanı



Şekil 3.6 Atık ısı kazanı

Kütlenin korunumu ilkesine göre;

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_9 \quad (3.24)$$

eşitliği elde edilir.

Enerji korunumu ilkesine göre aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$0 = \dot{m}_7(\bar{h}_6 - \bar{h}_7) + \dot{m}_8(h_8 + h_9) \quad (3.25)$$

Yanma sonu gazları, su buharının çığ noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulduğu zaman, bir miktar su buharı oluşur. Çığ noktası sıcaklığının bilinmesinin büyük önemi vardır, çünkü su damlacıkları genellikle kükürt dioksitle birleşerek, paslanmaya yol açan sülfürik asiti oluşturur. Genellikle yanma sonu gazlarının atık ısı kazanından çıkış sıcaklığının minimum 400 K olması istenir.[2,22]

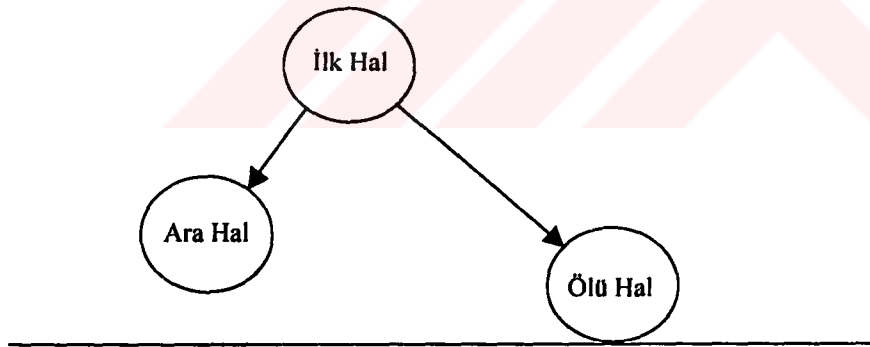
$$T_7 \geq 400K \quad (3.26)$$

3.2.3 İkinci Yasa Çözümlemesi / Ekserji Analizi

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin niceliğiyle ilgilidir, enerjinin var edileceğini veya yok edilemeyeceğini vurgular. Bu yasa, bir hal değişimi sırasında enerjinin hesabını tutmak için bir yöntem ortaya koyar. Termodinamiğin ikinci yasası ise enerjinin niteliğiyle ilgilidir. Daha açık söylenirse, bir hal değişimi sırasında enerjinin niteliğinin azalması, entropi üretimi, iş yapma olanağının değerlendirilememesi bu yasanın inceleme alanı içindedir.

Bu kısımda sistemimizin verimleri veya etkinlikleri ikinci yasanın ışığında incelenecektir. İlk olarak, kullanılabilir enerji veya belirli bir haldeki sistemin yapabileceği en çok iş veya ekserji üzerinde durulacaktır.

Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hale) getirilirse elde edilir. Bu değer, sistemin verilen başlangıç halinde, yararlı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir ve kullanılabilirlik (ekserji) diye adlandırılır.[2]



Şekil 3.7 En çok iş, tersinir bir hal değişimiyle ölü hale ulaşıldığı zaman yapılır.

Ölü hal, sistemin bulunduğu çevreye iş yapamaz durumda olması manasında olup, sistem ve çevre mekanik, ısı ve kimyasal dengededir.

Bir sistemin ekserjisi 4 bileşene ayrılır: fiziksel (E^{PH}), kinetik (E^{KN}), potansiyel (E^{PT}) ve kimyasal ekserji (E^{CH})

$$E=E^{PH}+E^{KN}+E^{PT}+E^{CH} \quad (3.27)$$

Birim kütle başına düşen ekserji miktarı aşağıda denklemle ifade edilir:

$$e_T=e^{PH}+e^{KN}+e^{PT}+e^{CH} \quad (3.27a)$$

$$e^{KN}=\frac{1}{2} V^2 \quad (3.28)$$

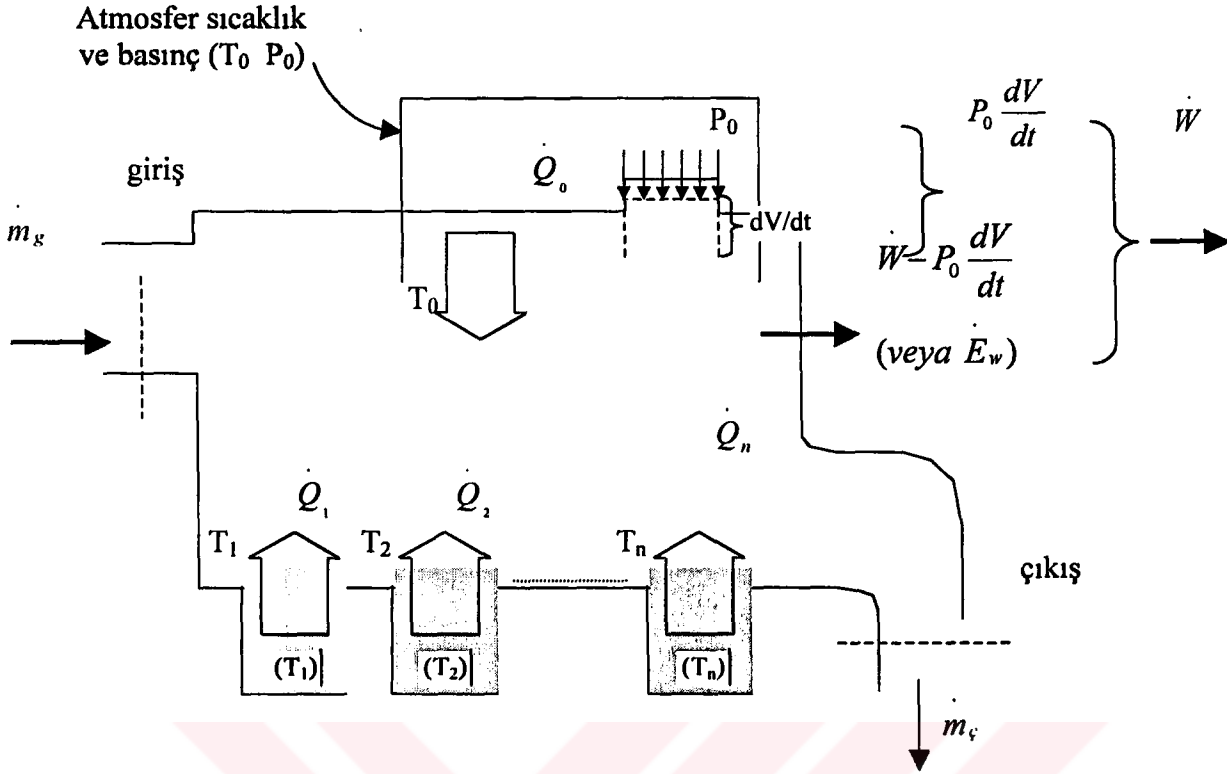
$$e^{PT}=gz \quad (3.29)$$

$$e_T=e^{PH}+\cancel{\frac{1}{2} V^2}+\cancel{gz}+e^{CH} \quad (3.27b)$$

Sistem, belirli bir başlangıç halinden (T, p) çevrenin bulunduğu hale gelirken kinetik ve potansiyel ekserji bileşenleri gözardı edilebilir.[22]

3.2.3.1. Ekserji Dengesi

Atmosfer ve n sayıdaki ısı kaynağı ile temasta olan açık bir sistem ele alınsın.



Şekil 3.8 Atmosfer ve n sayıdaki ısı kaynağı ile temasta olan açık sistem

Bu sistem için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları aşağıdaki denklemlerle tanımlanır:

$$\text{Birinci yasa: } \frac{dE}{dt} = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_g \dot{m} h^0 - \sum_{\dot{c}} \dot{m} h^0 \quad (3.30)$$

$$\text{İkinci yasa: } \dot{S}_{\text{aretim}} = \frac{ds}{dt} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_g \dot{m} s + \sum_{\dot{c}} \dot{m} s \geq 0 \quad (3.31)$$

“ h^0 ” ifadesi metalpi olarak adlandırılıp, $(h + v^2/2 + gz)$ özgül entalpi, özgül kinetik enerji ve özgül potansiyel enerji toplamına eşittir.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_0 + \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_g \dot{m} h^0 - \sum_{\dot{c}} \dot{m} h^0 \quad (3.32)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \frac{ds}{dt} - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_g \dot{m}s + \sum_{\varphi} \dot{m}s \quad (3.33)$$

Yukarıdaki iki denklemde varolan $\dot{Q}_0$ 'ı yani çevre ile sistemin yaptığı ısı alış verişini yok edersek; yapılan işin ($\dot{W}$) sistemin tersinmezlik derecesine ($\dot{S}_{\text{üretim}}$) bağlı olduğu görülmektedir.

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_g \dot{m}(h^o - T_0 s) - \sum_{\varphi} \dot{m}(h^o - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.34)$$

Termodinamiğin ikinci yasasına göre $\dot{S}_{\text{üretim}}$ negatif olamaz. Sistem tersinir olduğu takdirde yani $\dot{S}_{\text{üretim}} = 0$ olması durumunda (3.34) numaralı denkleminin ilk dört teriminin toplamı, tersinir işi ($\dot{W}_{\text{tr}}$) verir.

$$(\dot{W}_{\text{tr}}) = -\frac{d}{dt}(E - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_g \dot{m}(h^o - T_0 s) - \sum_{\varphi} \dot{m}(h^o - T_0 s) \quad (3.35)$$

$$\dot{W} = \dot{W}_{\text{tr}} - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.36)$$

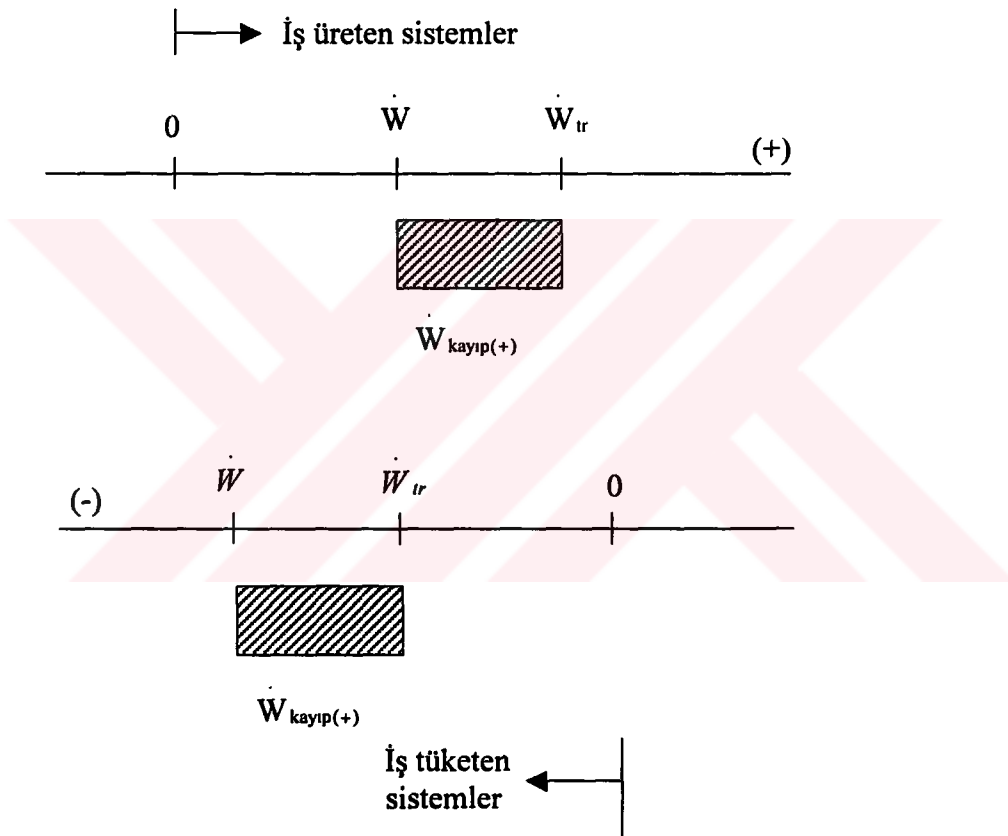
$$\dot{W}_{\text{tr}} - \dot{W} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \geq 0 \quad (3.37)$$

Termodinamiğin birinci ve ikinci yasasını kullanarak elde ettiğimiz denklemlerden aşağıdaki sonuçlar çıkartılır:

- ◆ Hal değişimini tersinmez olarak düşündüğümüz takdirde sistemde entropi üretimiyle orantılı olarak bir miktar faydalı iş yitirilir.
- ◆ Tersinmezlik sonucu yitirilen iş ($\dot{W}_{\text{tr}} - \dot{W}$) ile ifade edilir ve kayıp kullanılabilir iş olarak adlandırılır.

$$\dot{W}_{\text{kayıp}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.38)$$

- ♦ Bundan sonra, tanımlanan $\dot{W}, \dot{W}_{\text{tr}}, \dot{W}_{\text{kayıp}}$ işlerinin işaretleri için bir inceleme gereklidir. $\dot{W}$ ve onun üst değeri $\dot{W}_{\text{tr}}$ negatif veya pozitif değer olabilir. Bu tamamen sistemin iş üretmek amacıyla mı yoksa iş harcamak amacıyla mı tasarlandığına bağlıdır.



Şekil 3.9 İş üreten ve tüketen sistemler

Yukarıdaki şekillere bakarak (3.39) numaralı denklem elde edilir.

$$\dot{W}_{\text{tr}} \geq \dot{W} \quad (3.39)$$

$\dot{W}_{\text{kayıp}}$ asla negatif olamaz.

Buraya kadar olan kısımda atmosfer basıncı P_0 'ın sistem üzerindeki etkisini gözardı ettik. Eğer P_0 basıncı sistemin hacmini değiştiriyorsa belirli bir $P_0 \frac{dv}{dt}$ oranında iş yapılmaktadır. Buna göre (3.34) numaralı denklemi yeniden düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\dot{E}_w = \dot{W} - P_0 \frac{dv}{dt} = -\frac{d}{dt}(E + P_0 V - T_0 S) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i + \sum_g \dot{m}(h^o - T_0 s) - \sum_e \dot{m}(h^o - T_0 s)$$

Kullanılabilir mekanik güç
Var olan ekserjinin zamanla değişimi
Isı transferi ile olan ekserji transferi
Kütle akışı ile giren ekserji
Kütle akışı ile çıkan ekserji

$$\underbrace{-T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}}_{\text{Kayıp Ekserji}} \quad (3.40)$$

Ancak genelde atmosferle olan iş terimi çok küçük olduğundan $\dot{E}_w = \dot{W}$ alınır.

3.2.3.2 Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemlerde Ekserji Analizi ve İkinci Yasa Verimi

Bu sistemler akış davranışının bir periyottan diğerine değişmediği, diğer bir değişle zamandan bağımsız sistemlerdir.

$$\dot{E}_w = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i + \sum_g \dot{m} b - \sum_e \dot{m} b - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.41)$$

Burada kullanılan “b” akış kullanılabilirliği olarak adlandırılır.

$$b = h^o - T_0 s \quad (3.42)$$

Çoğu uygulamada metalpi (h^0) entalpiye (h) eşittir. Esas önemli olan akış kullanılabilirliği $h-T_0s$ ile Gibbs serbest enerji ifadesi $h-Ts$ arasındaki farktır. Bu sistemlerde ekserji (E_w), sisteme giren net akış enerjisinden (ısı transferi ve akışkan akışı ile) termodinamik tersinmezlikler sonucu yok edilen ekserjinin çıkarılması ile hesap edilir.

$$\dot{E}_w = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{k=1}^r \left[\dot{m} e^{PH} - \dot{m} e^{PH} \right]_k - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.43)$$

Yeni bir özellik olarak akışkanın akış ekserjisini tanımlamak faydalı olacaktır:

$$e^{PH} = b - b_0 = h^0 - h_0^0 - T_0(s - s_0) \quad (3.44)$$

Akış ekserjisi akışkanın sahip olduğu ekserji ile aynı akışkanın ölü haldeki , standart çevre şartlarında hesaplanmış akış ekserjisinin farkına eşittir.

$$b_0 = h_0^0 - T_0 s_0 \quad (3.45)$$

Bu açıklamadan sonra (3.41) numaralı denklem tekrar düzenlenirse;

$$\dot{E}_w = \sum_{i=1}^n (\dot{E}_Q)_i + \sum_k \dot{m} e^{PH} - \sum_{\text{ç}} \dot{m} e^{PH} - T_0 \dot{S}_{\text{are}} \quad (3.46)$$

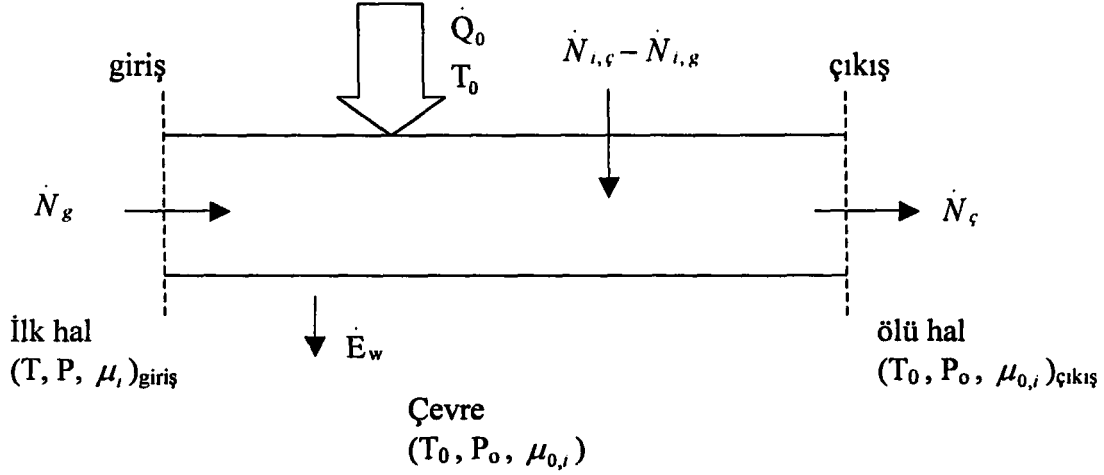
denklemini elde edilir.

Sürekli akışlı açık sistemlerinin ikinci yasa verimleri genel tanım olan (3.47) bağıntısından belirlenebilir.

$$\eta_{II} = (\text{elde edilen kullanılabilirlik}) / (\text{sağlanan kullanılabilirlik}) \quad (3.47)$$

3.2.3.3 Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemlerde Kimyasal Ekserji

Bir akışkandan alınabilecek azami faydalı güç, akışın çevre ile ısı, mekanik ve kimyasal dengeye ulaşması ile elde edilir.



Şekil 3.10 Çevre ile ısı, mekanik, kimyasal dengeye getirilen sürekli akışlı açık sistem

Şekilde gösterilen sistemde $\dot{N}_{i,g}$ ($i=1,2,\dots,n$) n sayıdaki karışım bulunmaktadır. Kontrol hacmi içinde çevre ve karışım, kütle alış verişi içinde bulunmakta ve bunun sonucu çıkan karışımın kompozisyonu farklı olmaktadır. ($\dot{N}_{i,ç}$)

Bu durumda termodinamiğin I. ve II. yasasına göre;

$$\text{Birinci Yasa: } \dot{E}_w = \dot{Q}_0 + \sum_{i=1}^n (\bar{h}_i \dot{N}_i)_g - \sum_{i=1}^n (\bar{h}_i \dot{N}_i)_ç + \sum_{i=1}^n \bar{h}_{0,i} (\dot{N}_{i,ç} - \dot{N}_{i,g}) \quad (3.48)$$

$$\text{İkinci Yasa: } \dot{S}_{üretim} = -\frac{\dot{Q}_0}{T_0} - \sum_{i=1}^n (\bar{s}_i \dot{N}_i)_g + \sum_{i=1}^n (\bar{s}_i \dot{N}_i)_ç - \sum_{i=1}^n \bar{s}_{0,i} (\dot{N}_{i,ç} - \dot{N}_{i,g}) \quad (3.49)$$

denklemleri elde edilir.

Yukarıdaki iki eşitlikte $\dot{Q}_0$ yok edilir ve $(\bar{h}_{0,i} - T_0 \bar{s}_{0,i})$ yerine $\mu_{0,i}$ yazılır ise;

$$\dot{E}_w = \sum_{i=1}^n \left[\left(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i \right)_g - \mu_{0,i} \right] \dot{N}_{i,g} - \sum_{i=1}^n \left[\left(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i \right)_\varphi - \mu_{0,i} \right] \dot{N}_{i,\varphi} - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.50)$$

denklemini elde edilir.

Çıkan karışım çevre ile ısı, mekanik ve kimyasal dengededir.

$$\left(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i \right)_\varphi = \bar{g}_{0,i} = \mu_{0,i} \quad (3.51)$$

(3.49) numaralı denklemde çıkanlar kısmının sıfır olması anlamına gelir.

Elde edilebilecek maksimum ekserjiye ($\dot{S}_{\text{üretim}} = 0$) yani çevrimin tersinir olmasında ulaşılabacaktır.

$$(\dot{E}_w)_{ir} = \bar{h} \dot{N} - T_0 \bar{s} \dot{N} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} \dot{N}_{i,g} \quad (3.52)$$

$\dot{N}$ girişte ölçülen toplam mol debidir:

$$\dot{N} = \sum_{i=1}^n \dot{N}_{i,g} \quad (3.53)$$

Yine $\bar{h}$ ve $\bar{s}$ giren karışımın toplam molar entalpi ve entropisi olup aşağıdaki denklemle ifade edilir:

$$\bar{h} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n \bar{h}_{i,g} \dot{N}_{i,g} \quad \text{ve} \quad \bar{s} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n \bar{s}_{i,g} \dot{N}_{i,g} \quad (3.54)$$

Birim $\dot{N}$ başına transfer edilen azami ekserji yazılırsa;

$$\frac{(\dot{E}_w)_{tr}}{\dot{N}} = \sum_{i=1}^n (\bar{h}_{i,g} - T_0 \bar{s}_{i,g} - \mu_{0,i}) \chi_i = \bar{h} - T_0 \bar{s} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} \chi_i \quad (3.55)$$

elde edilir. Burada χ_i giren karışımdaki i. bileşeninin mol oranlarını temsil etmektedir. $\dot{N}_{i,g}/\dot{N}$ (3.55) numaralı denklemin sağ tarafı, $\dot{N}$ karışımının toplam akış ekserjisini vermektedir.

$$\bar{e}_T = \bar{h} - T_0 \bar{s} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} \chi_i \quad (3.56)$$

Burada (3.37) numaralı denklem, veya kısıtlı ölü haldeki (T_0, P_0) akış ekserjisi aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\bar{e}^{PH} = \bar{h} - \bar{h}^* - T_0 (\bar{s} - \bar{s}^*) \quad (3.57)$$

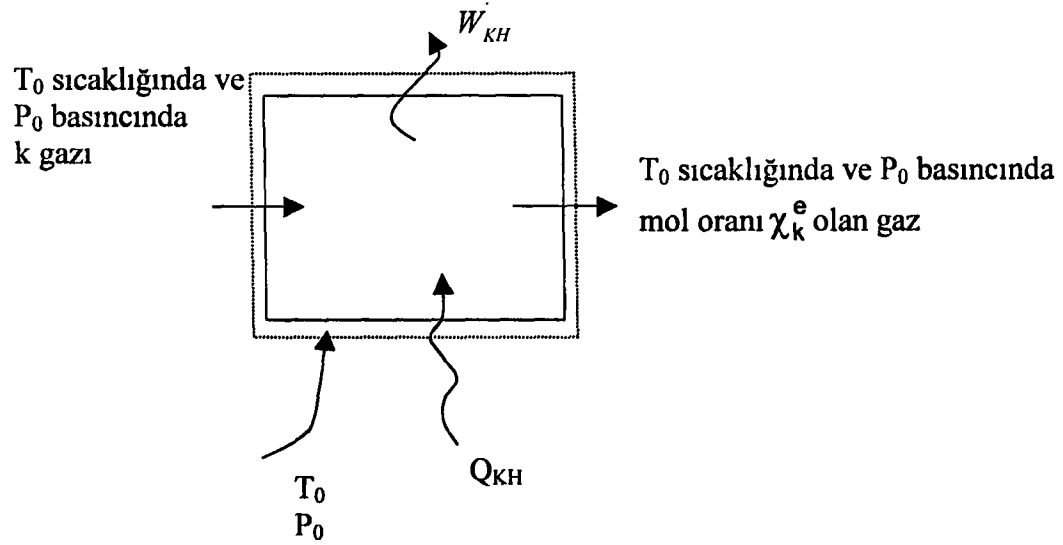
$()^*$ ifadesi, sınırlandırılmış ölü haldeki özellikleri temsil etmektedir. Sistemin toplam ekserjisi, fiziksel ve kimyasal akış enerjisinin toplamından oluşur.

$$\bar{e}_T = \bar{e}^{PH} + \bar{e}^{CH} \quad (3.58)$$

$\bar{e}^{CH}$ sistemin kısıtlı ölü halden (T_0, P_0) , ölü hale $(T_0, P_0, \mu_{0,2}, \dots, \mu_{0,n})$ getirilirken çıkan molar kimyasal akış ekserjisidir.[23]

$$\bar{e}^{CH} = \sum_{i=1}^n (\mu_i^* - \mu_{0,i}) \chi_i \quad (3.59)$$

3.2.3.4 Gazların ve Gaz Karışımların Kimyasal Ekserjisi



Şekil 3.11 k gazının kimyasal ekserjisini hesaplamak için kullanılan kontrol hacmi

k gazı sıcaklığı T_0 ve P_0 basıncında şekildeki kontrol hacmine girer. Çevre ile ısı alışverişinde bulunarak T_0 sıcaklığında ve kısmi basıncı $\chi_k^e \cdot P_0$ değerinde kontrol hacminden çıkar. 1 mol k gazı için ideal gaz prensiplerine göre kimyasal ekserjisi;

$$\begin{aligned} \bar{e}_k^{\text{CH}} &= -\bar{R}T_0 \ln \frac{\chi_k^e P_0}{P_0} \\ &= -\bar{R}T_0 \ln \chi_k^e \end{aligned} \quad (3.60)$$

denklemleriyle hesaplanır.

N bileşenden oluşan gaz karışımlarının kimyasal ekserjisi;

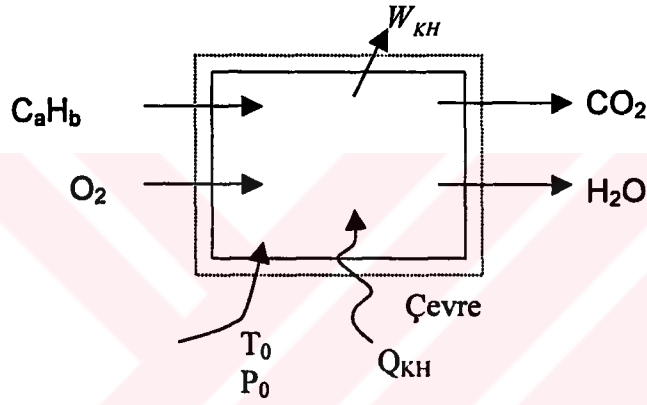
$$\bar{e}^{\text{CH}} = -\bar{R}T_0 \sum \chi_k \ln \frac{\chi_k^e}{\chi_k} \quad (3.61)$$

denklemleriyle hesaplanır.

(3.61) numaralı denklemden (3.62) numaralı denklem elde edilir:

$$\begin{aligned}
 \bar{e}^{-CH} &= -RT_0 \sum \chi_k (\ln \chi_k^e - \ln \chi_k) \\
 &= -RT_0 \sum \chi_k \left(\frac{e_k^{CH}}{-RT_0} - \ln \chi_k \right) \\
 &= \sum \chi_k \bar{e}_k^{-CH} + RT_0 \sum \chi_k \ln \chi_k
 \end{aligned} \tag{3.62}$$

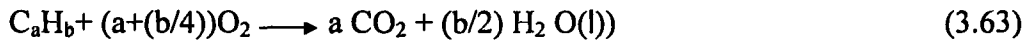
3.2.3.5 Yakıtların Kimyasal Ekserjisi



Şekil 3.12 Yakıtın (C_aH_b) kimyasal ekserjisini hesaplamak için kullanılan kontrol hacmi

Bu kısımda, girenler ve ürünler çevre ile termomekanik ve kimyasal denge halinde olması durumunda, yakıtın her molünden elde edilebilecek azami iş formülize edilecektir.

Bir mol hidrokarbonun oksijen molekülü ile tam yanması (3.63) numaralı eşitlikle tanımlanır: (azot burada hesaba katılmamaktadır);



Su bu reaksiyonda buhar fazında bulunmaktadır.

Şekil 3.11'de görüldüğü üzere, yakıt tek bileşen halinde ve sınırlandırılmış ölü hal (T_0, P_0) şartlarında kontrol hacmine girmekte, diğer giren (O_2) ve ürünler (CO_2, H_2O) kontrol hacmine yarı geçirgen membrandan girmekte ve çıkmaktadır. Herbir bileşen çevrede bulunduğu şartlardadır.

(3.64) numaralı denklem tersinmezlikler gözardı edildiği durumdaki sistemin ekserji dengesini ifade eder:

$$0 = \sum_i \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \frac{\dot{Q}_i}{\dot{n}_Y} - \left(\frac{\dot{W}_{KH}}{\dot{n}_Y} \right)_{g,lr} + \bar{e}_Y^{CH} + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{e}_{O_2}^{CH} - a \bar{e}_{CO_2}^{CH} - \frac{b}{2} \bar{e}_{H_2O(l)}^{CH} - \dot{E}_D \quad (3.64)$$

Y yakıtı temsil etmektedir.

$$\begin{aligned} \bar{e}_Y^{CH} = & \overline{HHV}(T_0, P_0) - T_0 \left[\bar{s}_Y + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{s}_{O_2} - a \bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{s}_{H_2O(l)} \right] (T_0, P_0) \\ & + \left\{ a \bar{e}_{CO_2}^{CH} + \frac{b}{2} \bar{e}_{H_2O(l)}^{CH} - \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{e}_{O_2}^{CH} \right\} \end{aligned} \quad (3.65)$$

HHV yakıtın üst ısı değerini gösterir.

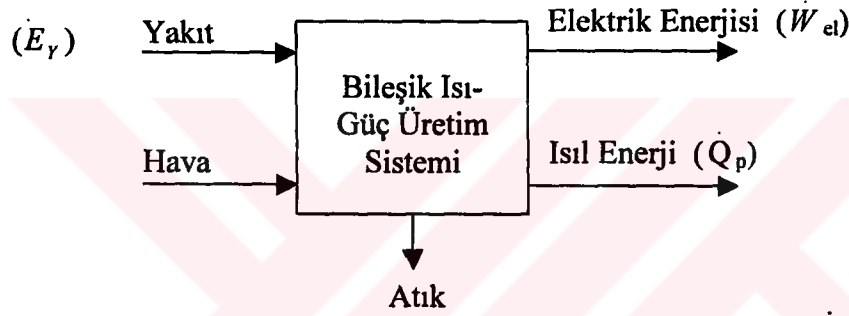
$$\begin{aligned} \bar{e}_Y^{CH} = & \left[\bar{g}_Y + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{g}_{O_2} - a \bar{g}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{g}_{H_2O(l)} \right] (T_0, P_0) \\ & + \left\{ a \bar{e}_{CO_2}^{CH} + \frac{b}{2} \bar{e}_{H_2O(l)}^{CH} - \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{e}_{O_2}^{CH} \right\} \end{aligned} \quad (3.66)$$

Gibbs fonksiyonunu içeren ilk terimi, $-\Delta G$ şeklinde yazabiliriz. $-\Delta G$ reaksiyon yönünde Gibbs serbest enerjisindeki net değişimdir. Bu fonksiyonun fiziksel manası sınırlandırılmış ölü hal durumundaki 1 mol yakıtın tersinir olarak , çevre şartları veya sınırlandırılmamış ölü hal şartlardaki ürünlere dönüştürülmesidir. Ya da 1 mol yakıtın doğal şartlarda bulunan bileşenlerden oluşturabilmek için gereken minimum

iştir. Yakıt ekserjisinde asıl etkili olan bileşen, Gibbs serbest enerjisindeki değişimdir.[22]

3.2.4 Gaz Türbini Çevriminin Performans Analizi

Bileşik ısı-güç üretimi veya kojenerasyon ısı ve elektriğin aynı sistemde bir arada üretilmesi anlamına gelir. Termodinamiğin ikinci yasasına göre, böyle bir sistemde yakıt enerjisinin ancak belirli bir bölümü işe veya elektriğe dönüştürülebilir. Geri kalan enerji çevreye ısı olarak verilir. Bileşik ısı güç üretiminde çevreye atılan bu enerjiden yararlanılır. Bileşik ısı-güç üretimi ile ilgili üç temel tanım, ısı verim, enerjiden yararlanma oranı ve elektrik-ısı oranıdır. Bu tanımlar aşağıda açıklanmıştır.



Şekil 3.13 Bileşik ısı güç üretim sistemi

$\dot{W}_{el}$ sisteminde üretilen elektrik enerjisini, $\dot{Q}_p$ üretilen proses ısını ve $\dot{E}_F$ ise yakıtın enerjisini temsil eder.

Isıl verim: Üretilen işin ($\dot{W}_{el}$), sağlanan yakıt enerjisine ($\dot{E}_F$) oranı ısı verim, η olarak tanımlanır.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{E}_F} \quad (3.67)$$

Enerjiden Yararlanma Oranı: Çevreye atılan ısı enerjisi ($\dot{Q}_p$) kullanımı amaçlanan ısıdır. Enerjiden yararlanma oranı, η_f , yararlanılan toplam enerjinin, sağlanan enerjiye oranıdır:

$$\eta_f = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{Q}_p}{\dot{E}_Y} \quad (3.68)$$

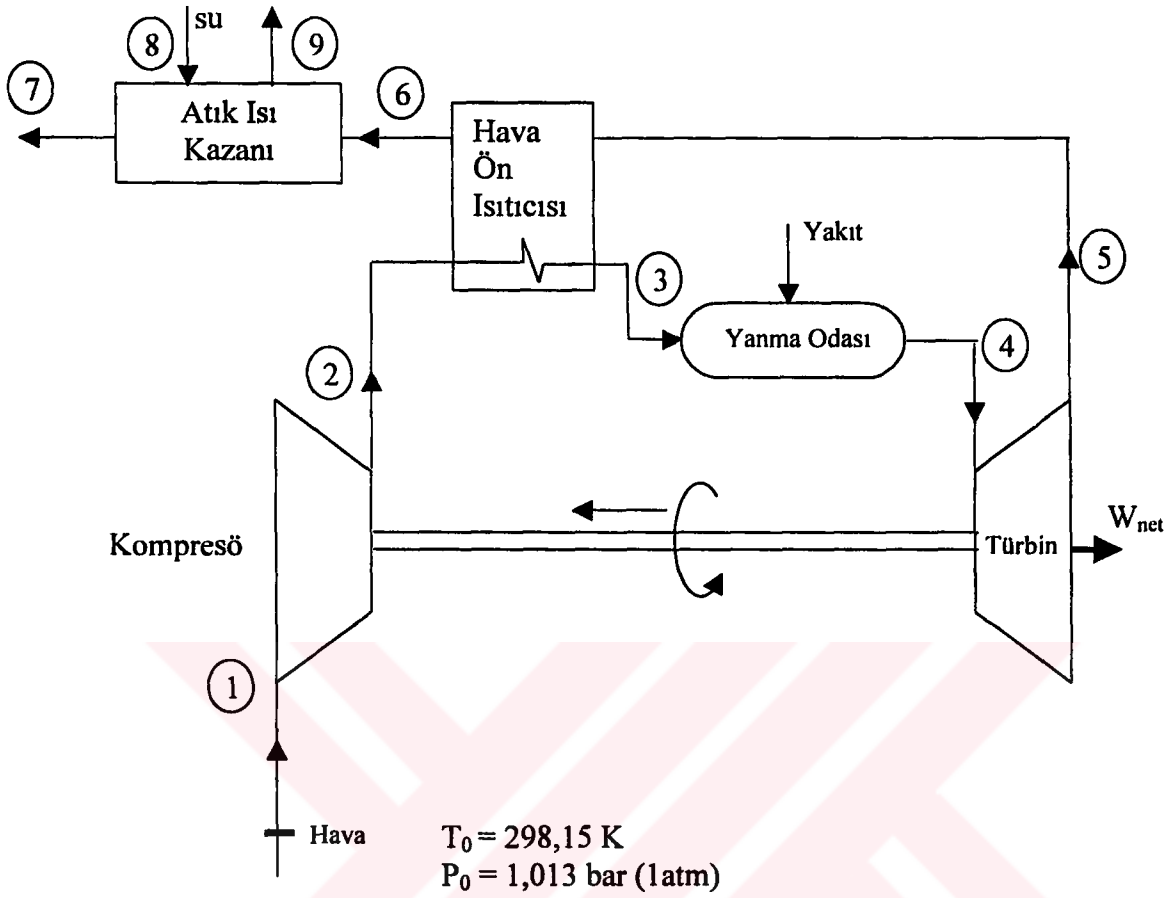
Elektrik-Isı Oranı: Üretilen işin (elektriğin), kullanılan ısıya oranı, elektrik-ısı oranı, R_{PH} diye tanımlanır.[24]

$$R_{PH} = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{Q}_p} \quad (3.69)$$

Ekserji Verimi: $\dot{B}_p$ proses ısısının ekserjisi, $\dot{B}_Y$ ise yakıtın ekserjisini gösterir. Yakıtın toplam ekserjisinin ($\dot{B}_Y$), yapılan iş ($\dot{W}_{el}$) ile prosesteki net ekserjideki ($\dot{B}_p$) toplamına oranıdır.[22]

$$\varepsilon = \frac{(\dot{W}_{el} + \dot{B}_p)}{\dot{B}_Y} \quad (3.70)$$

3.2.5 Fiziksel Ekserjilerin Hesaplanması



Şekil 3.14 Fiziksel ve kimyasal ekserjilerin hesaplanacağı atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim santrali

Aşağıda sırasıyla her bir haldeki akışkanın sahip olduğu fiziksel ekserji miktarlarının hesaplanmasında kullanılacak denklemler verilecektir. Hesaplamalar yapılırken daha önceki bölümde elde ettiğimiz (3.37) numaralı denklemden yararlanılacaktır.

1 Hali İçin :

$$E_1^{PH} = h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0) \quad (3.71)$$

$$E_1^{PH} = \dot{m}_H \cdot \frac{\bar{h}_1 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_1 - \bar{s}_0)}{M_H} \quad (3.71a)$$

M_H : Havanın moleküler ağırlığıdır.

Bu noktada $T_1=T_0$ ve $P_1=P_0$ olduğundan $\bar{h}_0 = \bar{h}_1$ ve $\bar{s}_1 = \bar{s}_0$ 'dır.

$$\dot{E}_1^{PH} = 0 \text{ dir.}$$

2 Hali İçin :

$$\dot{E}_2^{PH} = \dot{m}_H \frac{\bar{h}_2 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_2 - \bar{s}_0)}{M_H} \quad (3.72)$$

3 Hali İçin:

$$\dot{E}_3^{PH} = \dot{m}_H \frac{\bar{h}_3 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_3 - \bar{s}_0)}{M_H} \quad (3.73)$$

4 Hali İçin:

$$\dot{E}_4^{PH} = \dot{m}_{Y0} \frac{\bar{h}_4 - \bar{h}_0 - T(\bar{s}_4 - \bar{s}_0)}{M_{Y0}} \quad (3.74)$$

5 Hali İçin:

$$\dot{E}_5^{PH} = \dot{m}_{Y0} \frac{\bar{h}_5 - \bar{h}_0 - T(\bar{s}_5 - \bar{s}_0)}{M_{Y0}} \quad (3.75)$$

6 Hali İçin:

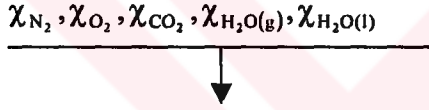
$$\dot{E}_6^{PH} = \dot{m}_{Y0} \frac{\bar{h}_6 - \bar{h}_0 - T(\bar{s}_6 - \bar{s}_0)}{M_{Y0}} \quad (3.76)$$

7 Hali İçin:

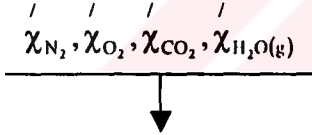
$$\dot{E}_T^{PH} = \dot{m}_{YU} \frac{\bar{h}_T - \bar{h}_0 - T(\bar{s}_T - \bar{s}_0)}{M_{YU}} \quad (3.77)$$

(3.74), (3.75), (3.76) ve (3.77) numaralı denklemlerde yer alan $\bar{h}_0$ ve $\bar{s}_0$ 'ın hesaplanması:

Yanma sonu gazları, su buharının çığ noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulduğu zaman, bir miktar su buharı oluşur. 25°C ve 1 atm basıncındaki karışım $N_2(g)$, $O_2(g)$, $CO_2(g)$ ve su buharı $H_2O(g)$ ile doymuş sudan $H_2O(l)$ oluşur.



Bileşenlerin 1 kmol karışım içerisindeki mol oranlarını gösterir.



Bileşenlerin $[1 - \chi_{H_2O(l)}]$ kmol karışım yani gaz fazı içerisindeki mol oranlarını gösterir.

$$\bar{h}_0 = \chi_{N_2} \bar{h}_{N_2} + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2} + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2} + \chi_{H_2O(g)} \bar{h}_{H_2O(g)} + \chi_{H_2O(l)} \bar{h}_{H_2O(l)} \quad (3.78)$$

$$\bar{s}_0 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2} + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2} + \chi_{CO_2} \bar{s}_{CO_2} + \chi_{H_2O(g)} \bar{s}_{H_2O(g)} + \chi_{H_2O(l)} \bar{s}_{H_2O(l)} \quad (3.79)$$

$$\bar{s}_{N_2} \left(T_0, \chi_{N_2} P_0 \right) = s_{N_2}^0(T_0) - \bar{R} \ln \frac{\chi_{N_2} P_0}{P_{ref}} \quad (3.80)$$

$\bar{s}_{O_2}, \bar{s}_{H_2O(g)}, \bar{s}_{H_2O(l)}, \bar{s}_{CO_2}$ (3.80) numaralı denkleme göre hesaplanır.

8 Hali İçin:

$$\dot{E}_8^{PH} = \dot{m}_8 [h_8 - h_o - T_o (s_8 - s_o)] \quad (3.81)$$

9 Hali İçin:

$$\dot{E}_9^{PH} = \dot{m}_9 [h_9 - h_o - T_o (s_9 - s_o)] \quad (3.82)$$

10 Hali İçin:

$$\dot{E}_{10}^{PH} = \dot{m}_{10} [h_{10} - h_o - T_o (s_{10} - s_o)] \quad (3.83)$$

$T_{10}=T_o$ 'dır. İdeal gaz prensiplerine göre:

$$\dot{E}_{10}^{PH} = \dot{m}_{10} RT_o \ln \frac{P_{10}}{P_o} \quad (3.84)$$

denklemini elde edilir.

3.2.6. Kimyasal Ekserjilerin Hesaplanması

1, 2, 3 Halleri İçin:

Kimyasal ekserji miktarının hesaplanmasında bileşenlerin 298,15 K sıcaklığındaki ve 1,019 atm basıncındaki (Model I) molar kimyasal ekserjisi, $\bar{e}^{-CH}$ (kJ/kmol) EK-A'da verilen Tablo A.2'den alınacaktır. 1,2 ve 3 hallerindeki havanın bileşimi model I'daki havanın bileşimine yakındır. Bu yüzden bu noktalarda kimyasal ekserji göz ardı edilebilecek kadar küçüktür.

$$\dot{E}_1^{CH} = \dot{E}_2^{CH} = \dot{E}_3^{CH} = 0 \quad (3.85)$$

4, 5, 6, 7 Halleri İçin:

Yanma ürünlerinin sınırlandırılmış ölü haldeki (T_0 , P_0) yapısı sıvı ve gaz fazından oluşmaktadır. 1kmol karışımın $\chi_{H_2O(l)}$ kmol'ü sıvı, geri kalanı $(1 - \chi_{H_2O(l)})$ kmol'ü ise gaz fazındadır.

Gaz fazındaki bileşenlerin kimyasal ekserjisi;

$$\begin{aligned} \bar{e}_{gaz}^{CH} = \sum \chi'_k \bar{e}_k^{CH} + \bar{R}T_0 \sum \chi'_k \ln \chi'_k = \chi'_{N_2} \bar{e}_{N_2}^{CH} + \chi'_{O_2} \bar{e}_{O_2}^{CH} + \chi'_{CO_2} \bar{e}_{CO_2}^{CH} + \chi'_{H_2O(g)} \bar{e}_{H_2O(g)}^{CH} \\ + RT_0 [\chi'_{N_2} \ln \chi'_{N_2} + \chi'_{O_2} \ln \chi'_{O_2} + \chi'_{CO_2} \ln \chi'_{CO_2} + \chi'_{H_2O(g)} \ln \chi'_{H_2O(g)}] \end{aligned} \quad (3.86)$$

denklemine eşittir.

Toplam kimyasal ekserji ise;

$$\bar{e}_T^{CH} = [1 - \chi_{H_2O(l)}] \bar{e}_{gaz}^{CH} + \chi_{H_2O(l)} \bar{e}_{H_2O(l)}^{CH} \quad (3.87)$$

denklemine eşittir.

$$\dot{E}_4^{CH} = \dot{E}_5^{CH} = \dot{E}_6^{CH} = \dot{E}_7^{CH} = \dot{m}_{YU} \cdot \frac{\bar{e}_T^{CH}}{M_{YU}} \quad (3.88)$$

8, 9 Halleri İçin:

Su için standart kimyasal ekserjisi EK-A'da verilen Tablo A.2'den alınır.

$$\dot{E}_8^{CH} = \dot{E}_9^{CH} = \dot{m}_{su} \cdot \frac{-CH}{M_{su}} \cdot \frac{e_{H_2O(l)}}{M_{su}} \quad (3.89)$$

10 Hali İçin:

Metan için standart kimyasal ekserjisi EK-A'da verilen Tablo A.2'den alınır.

$$\dot{E}_{10}^{CH} = \dot{m}_{10} \frac{-CH}{M_{CH_4}} \cdot \frac{e_{CH_4}}{M_{CH_4}} \quad (3.90)$$

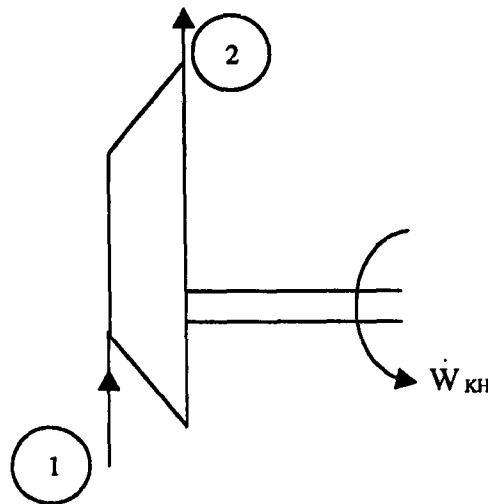
3.2.7 Çevrimdeki Ekipmanlarda Yok Edilen Ekserjilerin Hesaplanması

Herhangi bir noktadaki toplam ekserji aşağıdaki denklemle hesaplanır:

$$\dot{E}_{T,i} = \dot{E}_i^{PH} + \dot{E}_i^{CH} \quad (3.91)$$

Aşağıda sırasıyla her bir ekipmanda yok edilen ekserjiler hesaplanmasında kullanılacak denklemler verilecektir.

Kompresör

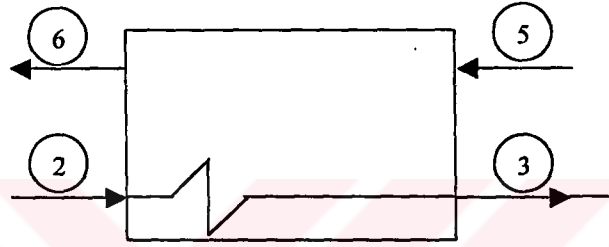


Şekil 3.15 Kompresör

$$\dot{E}_D = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{KH} + \dot{E}_1 - \dot{E}_2 \quad (3.92)$$

$$\dot{W}_{KH} = \dot{m}_H (h_1 - h_2) = \dot{m}_H \frac{\bar{h}_1 - \bar{h}_2}{M_H} \quad (3.93)$$

Hava ön ısıtıcısı



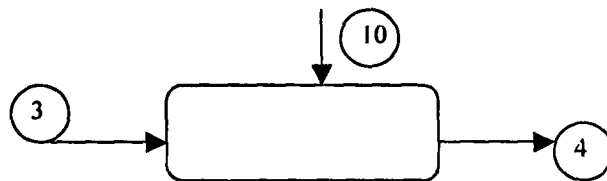
Şekil 3.16 Hava ön ısıtıcısı

Yok edilen ekserji;

$$\dot{E}_D = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{KH} + \dot{E}_2 + \dot{E}_5 - \dot{E}_3 - \dot{E}_6 \quad (3.94)$$

denklemleriyle hesaplanır.

Yanma Odası



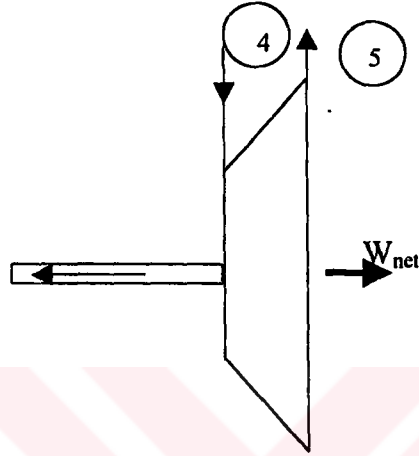
Şekil 3.17 Yanma odası

Yok edilen ekserji;

$$\dot{E}_D = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{KH} + \dot{E}_3 + \dot{E}_{10} - \dot{E}_4 \quad (3.95)$$

denklemleriyle hesaplanır.

Türbin



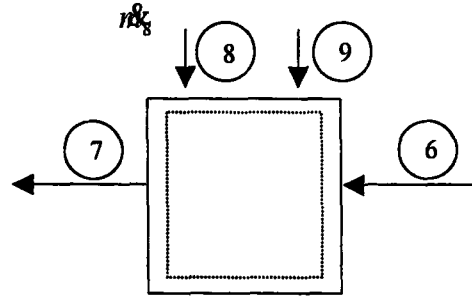
Şekil 3.18 Türbin

Türbinde yok edilen ekserji (3.96) numaralı denklemle hesaplanır:

$$\dot{E}_D = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{KH} + \dot{E}_4 - \dot{E}_5 \quad (3.96)$$

$$\dot{W}_{KH} = \dot{m}_{Y,D} (h_4 - h_5) = \dot{m}_{Y,D} \frac{\bar{h}_4 \bar{h}_5}{M_{Y,D}} \quad (3.97)$$

Atık ısı kazanı



Şekil 3.19 Atık ısı kazanı

Yok edilen ekserji;

$$\dot{E}_D = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \cancel{\dot{W}_{KH}} + \dot{E}_6 + \dot{E}_8 - \dot{E}_9 - \dot{E}_7 \quad (3.98)$$

denklemlerle hesaplanır.[22]

BÖLÜM 4

ÇÖZÜM ALGORİTMASI

4.1 ENERJİ SANTRALİNİN TANITIMI

Sayısal olarak incelenecek sistem, üçüncü bölümde tanıtımı yapılan, ısı ve elektriğin bir arada üretildiği atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim düzenlemesidir. (Bkz. Şekil 3.1) Bu düzenlemede gaz türbininden çıkan yüksek sıcaklıktaki gazlar, bir atık ısı kazanında doymuş buhar üretmek için kullanılır.

Tezin amacı, belirlenecek koşullara göre, atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim santralini, termodinamik ve ekserji çözümlemesini yapabilen bir bilgisayar programı hazırlamak ve bu programın yardımıyla belirlenecek değişkenlerin değişimine göre santralin davranışını tespit etmektir. Bu bölümde hazırlanan bilgisayar programının ayrıntıları verilecektir.

4.2 SABİT, DEĞİŞEBİLEN VE BAĞIMLI PARAMETRELER

Sabit Parametreler: Sabit parametreler, değerleri önceden belirlenmiş değişkenlerdir. Yukarıda tanımlanan santralle ilgili sabit parametreler aşağıda tanımlanmıştır.

- Kompresöre giren havanın mol analizi (%) $= 77.48 \text{ N}_2, 20.59 \text{ O}_2,$
 $0.03 \text{ CO}_2, 1.90 \text{ H}_2\text{O (g)}$
- Kompresöre giren havanın sıcaklığı, T_1 $= 298.15 \text{ K}$
- Kompresöre giren havanın basıncı, P_1 $= 1.013 \text{ bar}$

- Hava ön ısıtıcısının gaz kısmındaki basınç kayıpları, ψ_1 = %3
- Hava ön ısıtıcısının hava kısmındaki basınç kayıpları, ψ_2 = %5
- Atık ısı kazanına giren suyun sıcaklığı, T_8 = 298.15 K
- Atık ısı kazanına giren suyun basıncı, P_8 = 20 bar
- Atık ısı kazanından çıkan yanma ürünlerinin sıcaklığı, T_7 = 421 K
- Atık ısı kazanından çıkan yanma ürünlerinin basıncı, P_7 = 1.013 bar
- Atık ısı kazanında gaz kısmındaki basınç kayıpları, ψ_3 = %5
- Yanma odasına giren yakıtın sıcaklığı, T_{10} = 298.15 K
- Yanma odasına giren yakıtın basıncı, P_{10} = 40 bar
- Yanma odasında oluşan basınç kayıpları, ψ_4 = %5

Değişebilen Parametreler: Değişebilen parametrelerin değerleri, programı kullanan kişi tarafından belirlenir.

- Kompresörün basınç oranı, P_2/P_1
- Kompresörün izentropik verimi, η_{sc}
- Gaz türbininin izentropik verimi, η_{st}
- Yanma odasına giren havanın sıcaklığı, T_3
- Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı, T_4
- Elde edilecek net iş, W_{net}
- Elde edilecek doymuş buharın basıncı, P_9

Bağımlı Parametreler: Bağımlı parametrelerin değerleri, değişebilen ve sabit parametreler kullanılarak termodinamik modelimizin çözümlenmesiyle hesaplanır.

- Havanın, yanma ürünlerinin ve elde edilecek doymuş buharın kütsel akış debileri
- Havanın kompresörden çıkış sıcaklığı ve basıncı
- Hava ön ısıtıcısına giren havanın basıncı
- Hava ön ısıtıcısından çıkan yanma sonu ürünlerinin sıcaklığı ve basıncı
- Yanma odasından çıkan yanma sonu ürünlerinin basıncı
- Gaz türbininden çıkan yanma sonu ürünlerin sıcaklığı ve basıncı

4.3 PROGRAMLAMA ESASLARI

Programlama dili olarak görsel programlama dillerinden biri olan Visual Basic kullanılmıştır. Visual olmak yani görsellik, simgelerle yapılan iletişimi ifade eder. Bu ortamda işlemlerin yapılabilmesi için kod yazmak yerine mouse işlemleriyle birçok işin yapılması sağlanır.

Programı oluşturmak için aşağıdaki aşamalar takip edilmiştir:

1. **Sistem Analizi:** Programın ilk aşamasını oluşturan sistem analizi kısmında, sorunlar tanımlanmış ve ayrıntıya girmeden sadece nelere gereksinim olduğu ve nelerin yapılacağı kayıt edilmiştir.
2. **Sistem Tasarımı:** İkinci aşamada, sistemin bilgi akışı, girdiler ve çıktılar şematik olarak ortaya konmuştur. Bunun dışında, veri yapıları ve kodlamaya ilişkin bölümler de açıklanmıştır. Program tasarımında, iş yapılırken atılacak adımları açıklayan algoritma oluşturulmuştur. Programın kullanıcı ekran, ara birim tasarımı yapılmıştır.

3. **Kodlama:** Kodlama aşamasında ise program, programlama dili komutlarıyla belli kurallar çerçevesinde yazılmıştır.
4. **Test:** Programın işletilmesi aşamasına geçmeden önce, uygulanabilirliğini kanıtlamak için program test edilmiştir.
5. **Programın İşletilmesi:** Programın oluşumunu tamamlayan işletilme aşamasında, program çalıştırılarak uygulama sürecine geçilmiştir. 25,26]

4.4 PROGRAMIN TANITILMASI VE HESAPLAMA YÖNTEMLERİ

Hazırlanan program, santralin termodinamik ve ekserji çözümlemesini, üçüncü bölümde verilen denklemleri ve formülleri kullanarak yapabilen bir programdır. Bu program, beş ana bölümden oluşmaktadır:

- I. Giriş / Atık Isı Kazanlı Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Santralinin ve Programın Tanıtılması
- II. Havanın Kompresörden Çıkış Sıcaklığının (T_2) ve Yakıt-Hava Karışım Oranının Hesaplanması
- III. Yakıtın ve Havanın Kütsel Akış Debilerinin ve Elde Edilecek Doymuş Buharın (T_9) Sıcaklığının Hesaplanması
- IV. Termodinamik Çözümleme
- V. Ekserji Analizi

4.4.1 Giriş / Atık Isı Kazanlı Gaz Türbinli Bileşik Isı-Güç Üretim Santralinin ve Programın Tanıtılması

Programın çalıştırılmasıyla ekrana çıkan pencere giriş penceresidir.(Bkz. Şekil 4.1)



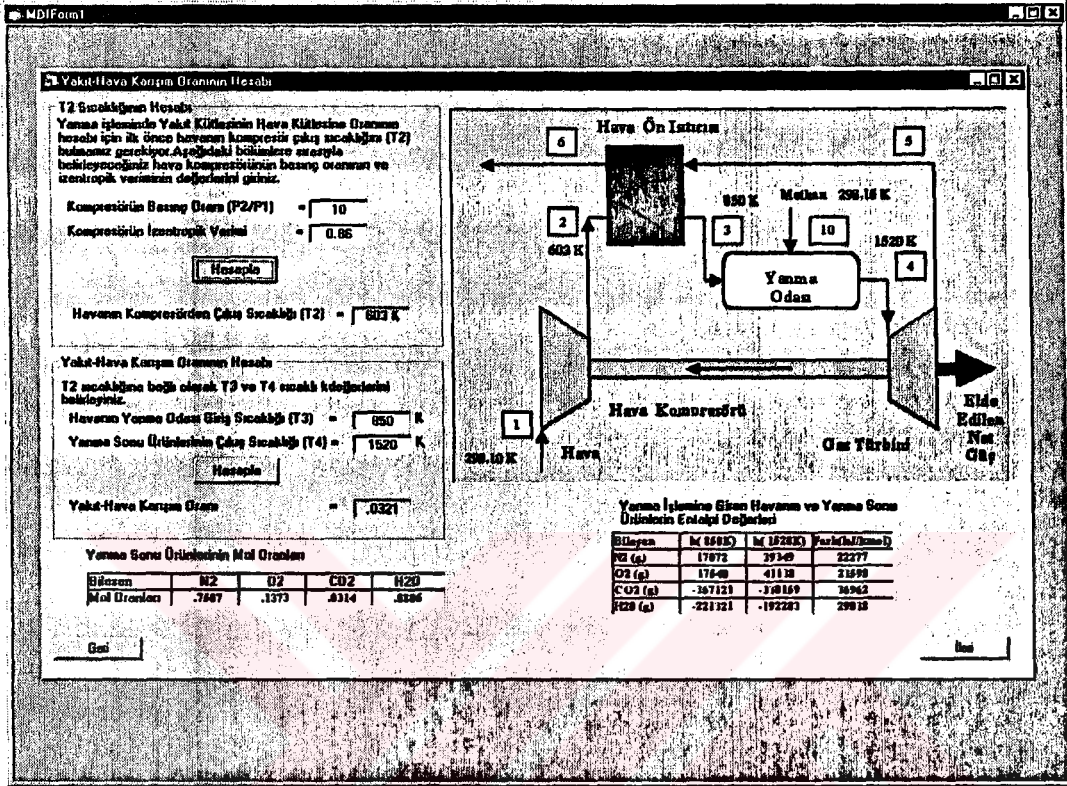
Şekil 4.1 Programın giriş penceresi

Giriş penceresinde üç ayrı buton bulunmaktadır. Butonlardan “Sistem Hakkında Bilgi” butonuna basılarak atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim santralinin ve hazırlanan programın tanıtıldığı pencereye geçilir. (Bkz. Şekil 4.2) Santral ve program hakkında gerekli bilgiler edinildikten sonra “İleri” butonu yardımıyla uygulama safhasına geçilebilmektedir. (Bkz. Şekil 4.3)

Santral ve program hakkında yeterli bilgiye sahip olan kişiler ise giriş sayfasının “Uygulama” butonuna basarak uygulamanın ilk aşaması olan T_2 Sıcaklığının ve Yakıt-Hava Karışım Oranının Hesaplanması penceresine geçebilmektedirler. (Bkz. Şekil 4.3)

Penceredeki son buton olan “Çıkış” butonu ise programı sonlandırmaktadır.

pencerde ayrılan boşluklara yazıldıktan sonra “Hesapla” butonuna basılır ve program T_2 sıcaklığını hesap eder.



Şekil 4.3 T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı pencere

Ardından yakıt-hava karışım oranının hesaplanması kısmına geçilir. Bu bölümde bir önceki kısımda hesap edilen T_2 sıcaklığının değerine bağlı olarak, havanın yanma odasına giriş sıcaklığı (T_3) ve yanma sonu ürünlerinin çıkış sıcaklığı (T_4) belirlenir. T_3 ve T_4 değerlerinin pencerede ayrılan boşluklara yazılmasından sonra “Hesapla” butonuna basılır ve yakıt-hava karışım oranı ($\bar{\lambda}$) ile yanma sonu ürünlerinin mol oranları ($\chi_{N_2}, \chi_{O_2}, \chi_{CO_2}, \chi_{H_2O}$) hesaplanır. Aynı zamanda yakıt-hava karışım oranının hesaplanması sırasında elde edilen ara değerlerin içerisinde, $\bar{h}_i(T_3), \bar{h}_i(T_4)$ ve farkları olan Δh , bir tablo halinde oluşturulur.

İdeal gazların özgül entalpi ve entropi değerlerinin hesaplanmasında, aşağıda verilen denklemler kullanılmıştır:

$298,15 < T \leq T_{\max}$, $i_{\text{ref}} = 1 \text{ bar}$, $y = 10^3 T$ için entalpi ;

$$\bar{h}^o = 10^3 \left[H^+ + ay + \frac{b}{2} y^2 - cy^{-1} + \frac{d}{3} y^3 \right] \quad (4.1)$$

denklemini ile

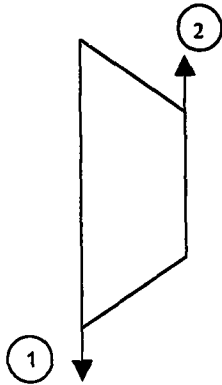
entropi ise;

$$\bar{s}^o = s^+ + a \ln T + by \cdot \frac{c}{2} y^{-2} + \frac{d}{2} y^2 \quad (4.2)$$

denklemini ile hesaplanır.

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan H^+ , S^+ , a , b , c ve d sabit değerleri, seçilen elemente göre EK-A'da verilen Tablo A.1'den belirlenir.

4.4.2.1 Havanın Kompresörden Çıkış Sıcaklığını (T_2) Hesaplama Yöntemi



$$T_1 = 298.10 \text{ K}$$

Şekil 4.4 Kompresör

Kompresörde hava izentropik olarak sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırılan gazın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri küçük olduğu zaman, izentropik kompresörün sıkıştırma işi entalpi değişimine eşit olur ve (3.14) numaralı denklem kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\bar{h}_2 = \bar{h}_1 + \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\eta_{sc}} \quad (4.3)$$

Burada h_2 ve h_{2s} sırasıyla, gerçek ve izentropik hal değişimleri sonundaki çıkış entalpilerini simgelemektedir.

- 1 halinin entalpi ($\bar{h}_1$) ve entropi ($\bar{s}_1$) değerlerinin hesaplanması:

Kompresöre giren havanın molar yüzdesi:

$$\%77,48 \text{ N}_2 + \%20,59 \text{ O}_2 + \%0,003 + \%1,90 \text{ H}_2\text{O (g)}$$

1 halinde havanın, T_1 sıcaklığındaki entalpi ve entropi değerleri aşağıda ifade edilen denklemler yardımıyla hesaplanır:

$$\bar{h}_1 = 0,7748\bar{h}_{\text{N}_2}(T_1) + 0,2059\bar{h}_{\text{O}_2}(T_1) + 0,0003\bar{h}_{\text{CO}_2}(T_1) + 0,019\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(T_1) \quad (4.4)$$

$$\bar{s}_1 = 0,7748\bar{s}_{\text{N}_2}(T_1) + 0,2059\bar{s}_{\text{O}_2}(T_1) + 0,0003\bar{s}_{\text{CO}_2}(T_1) + 0,019\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}}(T_1) \quad (4.5)$$

$\bar{h}_{\text{N}_2}(T_1), \bar{h}_{\text{O}_2}(T_1), \bar{h}_{\text{CO}_2}(T_1), \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}(T_1), \bar{s}_{\text{N}_2}(T_1), \bar{s}_{\text{O}_2}(T_1), \bar{s}_{\text{CO}_2}(T_1)$ ve $\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}}(T_1)$ değerleri, (4.1), (4.2) numaralı denklemler ve Ek-A Tablo A.1 yardımıyla hesaplanır. Bulunan değerler (4.4) numaralı denklemde yerine konur.

- 2 halinde, kompresörde izentropik hal değişimi sonundaki çıkış sıcaklığının (T_{2s}) ve gerçek entalpinin ($\bar{h}_2$) hesaplanması:

Kompresörde izentropik hal değişimi sonunda entropi üretimi sıfırdır:

$$s_{2s} - s_1 = 0 \quad (4.6)$$

Hava ideal gaz olarak kabul edilir. Havanın, kompresörde oluşan izentropik hal değişimi sonundaki entropi üretimi, aşağıda denklem ile ifade edilebilir:

$$\begin{aligned}
 s_{2S} - s_1 = & 0,7748 \left[\bar{s}^o(T_{2S}) - \bar{s}^o(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \right]_{N_2} \\
 & + 0,2059 \left[\bar{s}^o(T_{2S}) - \bar{s}^o(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \right]_{O_2} \\
 & + 0,0003 \left[\bar{s}^o(T_{2S}) - \bar{s}^o(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \right]_{CO_2} \\
 & + 0,019 \left[\bar{s}^o(T_{2S}) - \bar{s}^o(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \right]_{H_2O} \\
 = & 0
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

$\bar{s}^o_{N_2}(T_1)$, $\bar{s}^o_{O_2}(T_1)$, $\bar{s}^o_{CO_2}(T_1)$ ve $\bar{s}^o_{H_2O}(T_1)$ değerleri, (4.1), (4.2) numaralı denklemler ve Ek-A Tablo A.1 yardımıyla hesaplanır.

Havanın izentropik hal değişimi sonundaki sıcaklığı (T_{2S}), (4.7) numaralı denklem yardımıyla hesaplanır.

T_{2S} sıcaklığının hesaplanmasından sonra 1 halindeki entalpi değerini hesaplama yöntemine benzer bir şekilde $\bar{h}_{2S}$, hesaplanır.

(4.3) numaralı denklem yardımıyla 2 halindeki gerçek entalpi değeri ($\bar{h}_2$) hesaplanır:

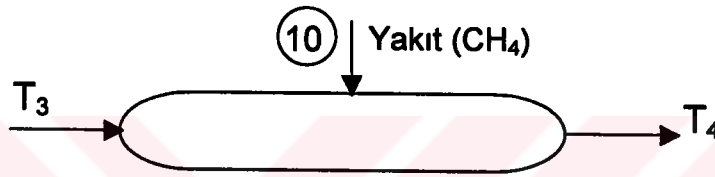
$$\bar{h}_2 = 0,7748 \bar{h}_{N_2}(T_2) + 0,2059 \bar{h}_{O_2}(T_2) + 0,0003 \bar{h}_{CO_2}(T_2) + 0,019 \bar{h}_{H_2O}(T_2) \tag{4.8}$$

- Havanın kompresörden çıkış sıcaklığının (T_2) hesaplanması:

$\bar{h}_2$ değerinin hesaplanmasından sonra (4.9) numaralı denklem yardımıyla havanın kompresörden çıkış sıcaklığı hesaplanır:

$$\bar{h}_2 = 0,7748\bar{h}_{N_2}(T_2) + 0,2059\bar{h}_{O_2}(T_2) + 0,0003\bar{h}_{CO_2}(T_2) + 0,019\bar{h}_{H_2O}(T_2) \quad (4.9)$$

4.4.2.2 Yakıt-Hava Karışım Oranını ($\bar{\lambda}$) Hesaplama Yöntemi:



Şekil 4.5 Yanma odası

Havayı oluşturan elementlerin (N_2 , O_2 , CO_2 ve H_2O) yanma odasına giriş sıcaklığına (T_3) ve yanma odasından çıkış sıcaklıklarına (T_4)'e göre entalpi değerleri, (4.1) numaralı denklem ve Ek-A Tablo A.1 yardımıyla hesaplanır. Hesaplanan değerleri ($\bar{h}_i(T_3), \bar{h}_i(T_4)$) ve bu değerlerin farklarını (Δh), gösteren tablo aşağıdaki formatta hazırlanır:

Element (i)	$\bar{h}_i(T_3)$	$\bar{h}_i(T_4)$	Δh (kJ/kmol)
N_2 (g)			
O_2 (g)			
CO_2 (g)			
H_2O (g)			

Şekil 4.6 $\bar{h}_i(T_3), \bar{h}_i(T_4)$ ve Δh 'ı gösteren tablo

Yukarıda hazırlanan tablo ve (3.11) numaralı denklem yardımıyla yakıt-hava karışım oranı ($\bar{\lambda}$) hesaplanır.

Yakıt-hava karışım oranının hesaplanmasından sonra (3.5) numaralı denklem yardımıyla yanma sonu ürünlerinin mol oranları hesaplanır. ($\chi_{N_2}, \chi_{O_2}, \chi_{CO_2}, \chi_{H_2O}$)

4.4.3 Yakıtın ve Havanın Kütle Akış Debilerinin ve Elde Edilecek Doymuş Buharın Sıcaklığının (T_9) Hesaplanması

Havanın kompresörden çıkış sıcaklığının ve yakıt- hava karışım oranının hesaplanmasından sonra pencere üzerindeki “İleri” butonu yardımıyla termodinamik analizin bir sonraki aşamasına, yakıtın ve havanın kütleli akış debilerinin ($\dot{m}_H, \dot{m}_Y$) ve elde edilecek doymuş buharın sıcaklığının (T_9) hesaplatıldığı pencereye geçilir.(Bkz.Şekil 4.6) Pencere iki kısımdan oluşur:

1. Yakıtın ve Havanın Kütleli Akış Debilerinin Hesaplanması
2. Elde Edilecek Doymuş Buharın Sıcaklığının Hesaplanması

İlk olarak yakıtın ve havanın kütle akış debilerinin hesaplanması kısmında, türbinin izentropik veriminin (η_{St}) ve üretilmesini istediğimiz net gücün (W_{net}) değerleri belirlenmelidir. Belirlenen değerler pencerede ayrılan boşluklara yazıldıktan sonra “Hesapla” butonuna basılır ve program, debileri ($\dot{m}_H, \dot{m}_Y$) hesaplar.

Ardından elde edilecek doymuş buharın sıcaklığının hesaplanması kısmına geçilir. Bu kısımda sadece doymuş buharın basıncı belirlenir. “Hesapla” butonuna basılır ve doymuş buhar basıncına denk düşen sıcaklık (T_9) hesaplanır.



Türbinde yanma ürünleri, izentropik olarak genişletilmektedir. Türbinin izentropik verimini ifade eden (3.15) numaralı denklemden (4.10) numaralı denklem elde edilir:

Şekil 4

Şekil 4.8 Türbin

- Türbinin basınç oranının hesaplanması:

Atık Isı Buhar Jeneratöründen çıkan yanma ürünlerinin basıncı, P_7 = 1.013 bars

Hava ön ısıtıcısının gaz kısmındaki basınç kayıpları, ψ_1 = %3

Hava ön ısıtıcısının hava kısmındaki basınç kayıpları, ψ_2 = %5

Atık Isı Buhar Jeneratöründe gaz kısmındaki basınç kayıpları, ψ_3 = %5

Yanma odasındaki basınç kayıpları, ψ_4 = %5

Yukarıda verilen basınç kayıp oranlarına göre 3, 4, 5 ve 6 hallerindeki basınçlar aşağıda gösterilen denklemler yardımıyla hesap edilir:

$$P_6 = P_7 / \psi_3 \quad (4.11)$$

$$P_5 = P_6 / \psi_1 \quad (4.12)$$

$$P_3 = P_2 / \psi_2 \quad (4.13)$$

$$P_4 = P_3 / \psi_4 \quad (4.14)$$

Türbinin basınç oranı, (4.15) numaralı denklem yardımıyla hesaplanır:

$$\left(\frac{P_4}{P_5} \right) = \frac{P_2 \cdot \psi_4 \cdot \psi_2}{P_7 / (\psi_3 \cdot \psi_1)} \quad (4.15)$$

- 5 halindeki entalpi ($\bar{h}_5$) ve sıcaklık (T_5) değerlerinin hesaplanması:

Türbinde izentropik hal değişimi sonunda entropi üretimi sıfırdır:

$$\bar{s}_4 - \bar{s}_{5s} = 0 \quad (4.16)$$

Yanma ürünleri ideal gaz olarak kabul edilir. Türbinde yanma ürünlerinin izentropik hal değişimi sonundaki entropi üretimi, aşağıda denklem ile ifade edilebilir:

$$\begin{aligned} \bar{s}_4 - \bar{s}_{5s} = & \chi_{N_2} \left[\bar{s}^0(T_4) - \bar{s}^0(T_{5s}) - \bar{R} \ln \frac{P_4}{P_5} \right]_{N_2} \\ & + \chi_{O_2} \left[\bar{s}^0(T_4) - \bar{s}^0(T_{5s}) - \bar{R} \ln \frac{P_4}{P_5} \right]_{O_2} \\ & + \chi_{CO_2} \left[\bar{s}^0(T_4) - \bar{s}^0(T_{5s}) - \bar{R} \ln \frac{P_4}{P_5} \right]_{CO_2} \\ & + \chi_{H_2O} \left[\bar{s}^0(T_4) - \bar{s}^0(T_{5s}) - \bar{R} \ln \frac{P_4}{P_5} \right]_{H_2O} \\ = & 0 \end{aligned} \quad (4.17)$$

$\bar{s}^o_{N_2}(T_4), \bar{s}^o_{O_2}(T_4), \bar{s}^o_{CO_2}(T_4)$ ve $\bar{s}^o_{H_2O}(T_4)$ değerleri, (4.1), (4.2) numaralı denklemler ve Ek-A Tablo A.1 yardımıyla hesaplanır.

Türbinin izentropik hal değişimi sonundaki sıcaklığı (T_{5s}), (4.17) numaralı denklem yardımıyla hesaplanır.

T_{5S} sıcaklığının hesaplanmasından sonra (4.18) numaralı denklem yardımıyla $\bar{h}_{5S}$ hesaplanır:

$$\bar{h}_{5S} = \chi_{N_2} \cdot \bar{h}_{N_2}(T_{5S}) + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2}(T_{5S}) + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}(T_{5S}) + \chi_{H_2O} \bar{h}_{H_2O}(T_{5S}) \quad (4.18)$$

Yanma ürünlerinin türbine giriş sırasında sahip olduğu (4 hali) entalpi değeri, aşağıda verilen denklem yardımıyla hesaplanır:

$$\bar{h}_4 = \chi_{N_2} \cdot \bar{h}_{N_2}(T_4) + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2}(T_4) + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}(T_4) + \chi_{H_2O} \bar{h}_{H_2O}(T_4) \quad (4.19)$$

(4.18) ve (4.19) numaralı denklemlerde kullanılan $\chi_{N_2}, \chi_{O_2}, \chi_{CO_2}, \chi_{H_2O}$ ifadeleri yanma sonu mol oranlarını simgelemektedir. Bu değerler bir önceki pencerede hesaplanmıştır.

Yanma ürünlerinin türbinden çıkışı sırasında sahip olduğu (5 hali) entalpi değeri ($\bar{h}_5$), başta verilen (4.10) numaralı denklem yardımıyla hesaplanır:

$$\bar{h}_5 = \chi_{N_2} \cdot \bar{h}_{N_2}(T_5) + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2}(T_5) + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}(T_5) + \chi_{H_2O} \bar{h}_{H_2O}(T_5) \quad (4.20)$$

5 halinin entalpi ($\bar{h}_5$) değeri bilindiğine göre (4.20) numaralı denklem yardımıyla 5 halinin sıcaklığı (T_5) hesaplanır.

- Havanın ve yakıtın kütleli akış debilerinin hesaplanması:

(3.13a) numaralı denklemi kullanarak havanın kütleli akış debisini veren denklem aşağıdaki şekilde geliştirilir:

$$\dot{m}_H = (M_H \cdot W_{net}) / [(1 + \bar{\lambda}) \cdot (\bar{h}_4 - \bar{h}_5) + (\bar{h}_1 - \bar{h}_2)] \quad (4.21)$$

(3.12) numaralı denklem kullanılarak yakıtın kütleli akış debisi bulunur:

$$\dot{m}_Y = \bar{\lambda} \cdot (M_Y / M_H) \cdot \dot{m}_H \quad (4.22)$$

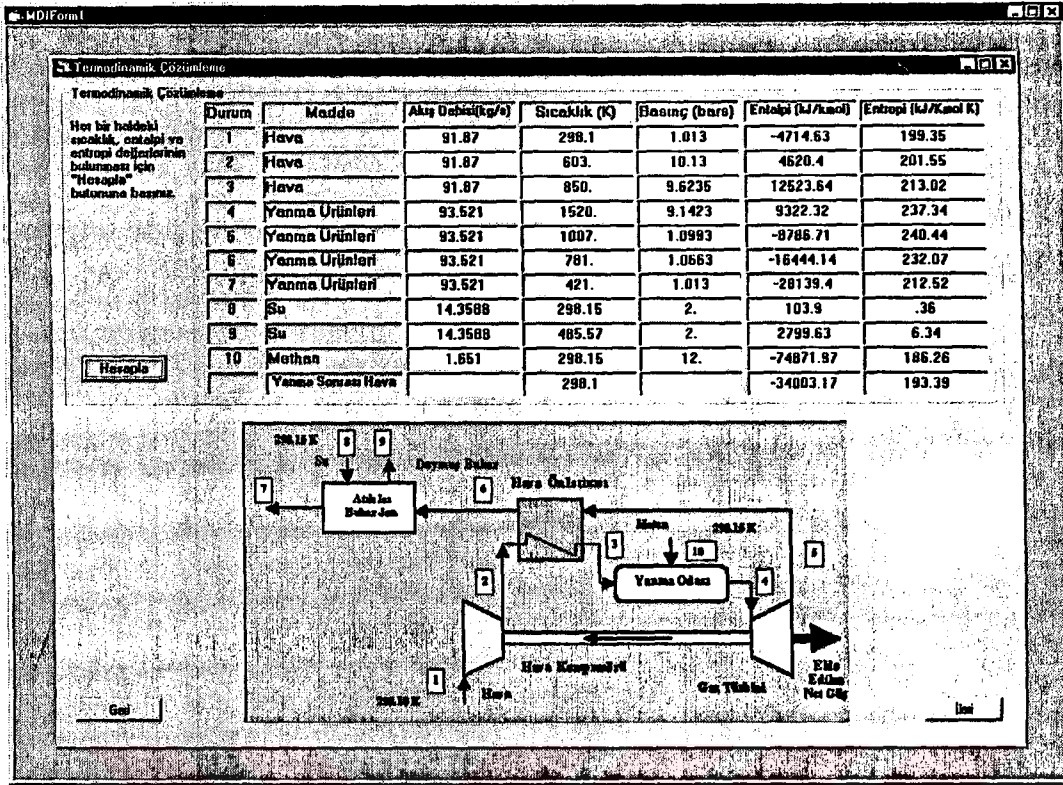
4.4.3.1 Elde Edilecek Doymuş Buharın Sıcaklığının Hesaplanması

Bu kısımda belirlenecek basınca göre uygun sıcaklık tespit edilir. Basınç değerleri; 2, 4, 10 ve 20 bars ile sınırlandırılmıştır.

4.4.4 Termodinamik Çözümleme

Yakıtın ve havanın kütleli akış debilerinin ve T_9 sıcaklığının hesaplatılmasından sonra pencere üzerindeki “İleri” butonuna basılarak Termodinamik çözümlemenin tamamlandığı ve sonuçların bir tablo halinde görüntülediği pencereye geçilir. Bu tabloda, atık ısı kazanlı gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim santrali çevrimi için belirlenen 10 adet halin kütleli akış debileri, sıcaklıkları, basınçları, entalpileri ve entropileri bulunmaktadır. (Bkz Şekil 4.7)

Bu pencerede, “Hesapla” butonuna basılarak sonuçlar görüntülenebilir.



Şekil 4.9 Termodinamik çözümlemenin sonuçlarının görüntülendiği pencere

4.4.4.1 Termodinamik Çözümlemenin Hesaplanma Yöntemi:

Sonuç tablosunu oluşturan değerlerin bir kısmı daha önceden belirlenmiş (sabit parametreler) veya uygulama sırasında karar verilen değişkenlerdir. Bir kısmı ise şu ana kadar anlatılan pencerelerde hesaplanmış değerlerdir. Geri kalan diğer değerler ise bu pencerede hesaplanır ve bulunan tüm sonuçlar ortak bir tabloda gösterilir.

Bu kısımda tabloyu oluşturan değerlerin hesaplama yöntemlerinden bahsederken, sadece bu pencerede hesaplatılan değerler hakkında ayrıntılı açıklama yapılacaktır. Diğer değerler ile ilgili olarak ise sadece, hangi değer sabit parametre olduğu, hangi değer uygulama sırasında belirlendiği veya hangi değer pencerede daha önceden hesaplandığı konusunda kısa bilgiler verilecektir.

1 Hali

1 halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesaplandığı pencerede havanın kütleli akış debisi ($\dot{m}_H$) hesaplanmıştır. 1 halinin kütleli akış debisi, (3.16) numaralı denkleme göre hesaplanır:

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

1 halinin basıncının hesaplanması:

Kompresöre giren havanın basıncı, sabit parametre olarak verilmiştir.

$$P_1 = 1.013 \text{ bars}$$

1 halinin sıcaklığının hesaplanması:

Kompresöre giren havanın sıcaklığı, sabit parametre olarak verilmiştir. $T_1 = 298,10 \text{ K}$

1 halinin entalpisinin hesaplanması:

T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı pencerede 1 halinin entalpi, (4.4) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$\bar{h}_1 = 0,7748\bar{h}_{N_2}(T_1) + 0,2059\bar{h}_{O_2}(T_1) + 0,0003\bar{h}_{CO_2}(T_1) + 0,019\bar{h}_{H_2O}(T_1)$$

1 halinin entropisinin hesaplanması:

T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı pencerede 1 halinin entropisi, (4.5) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$\bar{s}_1 = 0,7748\bar{s}_{N_2}(T_1) + 0,2059\bar{s}_{O_2}(T_1) + 0,0003\bar{h}_{CO_2}(T_1) + 0,019\bar{h}_{H_2O}(T_1)$$

2 Hali

2 halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesaplandığı pencerede havanın kütleli akış debisi ($\dot{m}_H$) hesaplanmıştır. 2 halinin kütleli akış debisi, (3.16) numaralı denkleme göre hesaplanır:

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

2 halinin basıncının hesaplanması:

Kompresör basınç oranı (P_2/P_1) T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı pencerede belirlenmiştir. P_2 basıncı, aşağıda verilen denklemden hesaplanır:

$$P_2 = P_1 \cdot (P_2/P_1) \quad (4.23)$$

2 halinin sıcaklığının hesaplanması:

2 halinin sıcaklığı, T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı pencerede hesaplanmıştır.

2 halinin entalpisinin hesaplanması:

T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı pencerede 2 halinin entalpsi hesaplanmıştır:

$$\bar{h}_2 = 0,7748\bar{h}_{N_2}(T_2) + 0,2059\bar{h}_{O_2}(T_2) + 0,0003\bar{h}_{CO_2}(T_2) + 0,019\bar{h}_{H_2O}(T_2)$$

2 halinin entropisinin hesaplanması:

2 halinin entropisi aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{s}_2 = 0,7748\bar{s}_{N_2}(T_2) + 0,2059\bar{s}_{O_2}(T_2) + 0,0003\bar{s}_{CO_2}(T_2) + 0,019\bar{s}_{H_2O}(T_2) \quad (4.24)$$

3 Hali

3 halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesaplandığı pencerede havanın kütleli akış debisi ($\dot{m}_H$) hesaplanmıştır. 3 halinin kütleli akış debisi, (3.16) numaralı denkleme göre hesaplanır:

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

3 halinin basıncının hesaplanması:

Yakıtın ve kütle debilerinin hesaplandığı pencerede 3 halinin basıncı, (4.13) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$P_3 = P_2 / \psi_2$$

3 halinin sıcaklığının hesaplanması:

3 halinin sıcaklığı, T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı pencerede belirlenmiştir.

3 halinin entalpisinin hesaplanması:

3 halinin entalpisi aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{h}_3 = 0,7748\bar{h}_{N_2}(T_3) + 0,2059\bar{h}_{O_2}(T_3) + 0,0003\bar{h}_{CO_2}(T_3) + 0,019\bar{h}_{H_2O}(T_3) \quad (4.25)$$

3 halinin entropisinin hesaplanması:

3 halinin entropisi, aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{s}_3 = 0,7748\bar{s}_{N_2}(T_3) + 0,2059\bar{s}_{O_2}(T_3) + 0,0003\bar{s}_{CO_2}(T_3) + 0,019\bar{s}_{H_2O}(T_3) \quad (4.26)$$

4 Hali

4 halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesaplandığı pencerede havanın ve yakıtın kütleli akış debileri, ($\dot{m}_H, \dot{m}_Y$) hesaplanmıştır. 4 halinin kütleli akış debisi, (3.17) numaralı denkleme göre hesaplanır:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_H + \dot{m}_Y = \dot{m}_{Y0}$$

4 halinin basıncının hesaplanması:

Yakıtın ve kütle debilerinin hesaplandığı pencerede 4 halinin basıncı, (4.14) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$P_4 = P_3 / \psi_4$$

4 halinin sıcaklığının hesaplanması:

4 halinin sıcaklığı, T_2 sıcaklığının ve yakıt-hava karışım oranının hesaplandığı pencerede belirlenmiştir.

4 halinin entalpisinin hesaplanması:

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesaplandığı pencerede 4 halinin entalpisi, (4.19) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$\bar{h}_4 = \chi_{N_2} \cdot \bar{h}_{N_2}(T_4) + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2}(T_4) + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}(T_4) + \chi_{H_2O} \bar{h}_{H_2O}(T_4)$$

4 halinin entropisinin hesaplanması:

4 halinin entropisi aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{s}_4 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2}(T_4) + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2}(T_4) + \chi_{CO_2} \bar{s}_{CO_2}(T_4) + \chi_{H_2O} \bar{s}_{H_2O}(T_4) \quad (4.27)$$

5 Hali

5 halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesaplandığı pencerede havanın ve yakıtın kütleli akış debileri, $(\dot{m}_H, \dot{m}_Y)$ hesaplanmıştır. 5 halinin kütleli akış debisi, (3.17) numaralı denkleme göre hesaplanır:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_H + \dot{m}_Y = \dot{m}_{Y0}$$

5 halinin basıncının hesaplanması:

Yakıtın ve kütle debilerinin hesaplandığı pencerede 5 halinin basıncı, (4.13) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$P_5 = P_6 / \psi_1$$

5 halinin sıcaklığının hesaplanması:

5 halinin sıcaklığı yakıtın ve kütle debilerinin hesaplandığı pencerede (4.21) denkleminde göre hesaplanmıştır.

5 halinin entalpisinin hesaplanması:

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesaplandığı pencerede 5 halinin entalpisi, (4.11) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$\bar{h}_5 = \bar{h}_4 - \eta_{\text{gt}}(\bar{h}_4 - \bar{h}_{5s})$$

5 halinin entropisinin hesaplanması:

5 halinin entropisi aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{s}_5 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2}(T_5) + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2}(T_5) + \chi_{CO_2} \bar{s}_{CO_2}(T_5) + \chi_{H_2O} \bar{s}_{H_2O}(T_5) \quad (4.28)$$

6 Hali

6 halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesaplandığı pencerede havanın ve yakıtın kütleli akış debileri ($\dot{m}_H, \dot{m}_Y$) hesaplanmıştır. 6 halinin kütleli akış debisi, (3.17) numaralı denkleme göre hesaplanır:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_H + \dot{m}_Y = \dot{m}_{YD}$$

6 halinin basıncının hesaplanması:

Yakıtın ve kütle debilerinin hesaplandığı pencerede 6 halinin basıncı, (4.12) numaralı denkleme göre hesaplanmıştır:

$$P_6 = P_7 / \psi_3$$

6 halinin entalpisinin hesaplanması:

6 halinin entalpisi, (3.22) numaralı denklemi kullanılarak elde edilen (4.29) numaralı denklem ile hesaplanır:

$$\bar{h}_6 = \bar{h}_5 + \frac{\bar{h}_2 - \bar{h}_3}{(1 + \bar{\lambda})} \quad (4.29)$$

6 halinin sıcaklığının hesaplanması:

6 halinin entalpisi T_6 sıcaklığına bağlıdır:

$$\bar{h}_6 = \chi_{N_2} \bar{h}_{N_2}(T_6) + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2}(T_6) + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}(T_6) + \chi_{H_2O} \bar{h}_{H_2O}(T_6) \quad (4.30)$$

Bir önceki adımda (4.29) numaralı denklem kullanılarak 6 halinin entalpisi ($\bar{h}_6$) hesaplanmıştır. Bu değer bilindiğine göre, (4.30) numaralı denklem yardımıyla 6 halinin sıcaklığı (T_6) hesaplanır.

6 halinin entropisinin hesaplanması:

6 halinin entropisi aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{s}_6 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2}(T_6) + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2}(T_6) + \chi_{CO_2} \bar{s}_{CO_2}(T_6) + \chi_{H_2O} \bar{s}_{H_2O}(T_6) \quad (4.31)$$

7 Hali

7 halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesaplandığı pencerede havanın ve yakıtın kütleli akış debileri ($\dot{m}_H, \dot{m}_Y$) hesaplanmıştır. 7 halinin kütleli akış debisi, (3.17) numaralı denkleme göre hesaplanır:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_H + \dot{m}_Y = \dot{m}_{Y0}$$

7 halinin basıncının hesaplanması:

Atık Isı Buhar Jeneratöründen çıkan yanma ürünlerinin basıncı sabit parametre olarak verilmiştir. $P_7 = 1.013$ bars

7 halinin sıcaklığının hesaplanması:

Atık Isı Buhar Jeneratöründen çıkan yanma ürünlerinin sıcaklığı sabit parametre olarak verilmiştir. $T_7 = 421$ K

7 halinin entalpisinin hesaplanması:

7 halinin entalpisini aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{h}_7 = \chi_{N_2} \bar{h}_{N_2}(T_7) + \chi_{O_2} \bar{h}_{O_2}(T_7) + \chi_{CO_2} \bar{h}_{CO_2}(T_7) + \chi_{H_2O} \bar{h}_{H_2O}(T_7) \quad (4.32)$$

7 halinin entropisinin hesaplanması:

7 halinin entropisi aşağıda verilen denkleme göre hesaplanır:

$$\bar{s}_7 = \chi_{N_2} \bar{s}_{N_2}(T_7) + \chi_{O_2} \bar{s}_{O_2}(T_7) + \chi_{CO_2} \bar{s}_{CO_2}(T_7) + \chi_{H_2O} \bar{s}_{H_2O}(T_7) \quad (4.33)$$

8 Hali

8 halinin basıncının hesaplanması:

Atık Isı Kazanına giren doymuş suyun basıncı sabit parametre olarak verilmiştir.

$$P_8 = 12 \text{ bars}$$

8 halinin sıcaklığının hesaplanması:

Atık Isı Kazanına giren doymuş suyun sıcaklığı sabit parametre olarak verilmiştir.

$$T_8 = 298,15 \text{ K}$$

8 halinin entalpisinin hesaplanması:

8 halindeki entalpi değeri aşağıda verilen denklemler yardımıyla hesaplanır:

$$298,16 \leq T_8 \leq 300 \text{ için } T_{cr} = 647,3 \text{ K}$$

$$TE = 1 - T_8 / T_{cr} \quad (4.34)$$

$$y = a_0 + e_1 TE + e_2 TE^2 + e_3 TE^3 + e_4 TE^4 + e_5 TE^5 + e_6 TE^6 + e_7 TE^7 \quad (4.35)$$

(4.35) numaralı denklemde kullanılan katsayıların değerleri aşağıda verilmiştir:

$$a_0 = 0; e_1 = -2.67172935; e_2 = 6.22640035;$$

$$e_3 = -13.1789573; e_4 = -1.91322436; e_5 = 68.7937653;$$

$$e_6=-124.819906; e_7=72.1435404$$

$$\text{Entalpi : } h_8 = 2099.3.y \quad (4.36)$$

8 halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

Doymuş suyun kütleli akış debisi ($\dot{m}_8$) aşağıda verilen denklem yardımıyla hesaplanır:

$$\dot{m}_8 = \frac{\bar{h}_7 - \bar{h}_6}{(h_8 - h_9)} \cdot n_H (1 + \bar{\lambda}) \quad (4.37)$$

Denklemden kullanılan doymuş buharın entalpisinin (h_9) hesaplanması bir sonraki kısımda gösterilecektir.

8 halinin entropisinin hesaplanması:

8 halindeki entropi değeri aşağıda verilen denklemler yardımıyla hesaplanır:

$$y_1 = f_1 \cdot TE + f_2 \cdot TE^2 + f_3 \cdot TE^3 + f_4 \cdot TE^4 + f_5 \cdot TE^5 + f_6 \cdot TE^6 + f_7 \cdot TE^7 \quad (4.38)$$

(4.38) numaralı denklemde kullanılan katsayıların değerleri aşağıda verilmiştir:

$$f_1 = -1836,92556; f_2 = 14706,6352; f_3 = -43146,6046; f_4 = 48606,6733;$$

$$f_5 = 7997,5096; f_6 = -58333,9887; f_7 = 33140,0718$$

$$\text{Entropi : } s_8 = 4.4289 - y_1 \quad (4.39)$$

9 Hali

9 halinin basıncının hesaplanması:

9 halinin basıncı (P_9) yakıt ve havanın kütleli akış debilerinin hesaplandığı pencerede belirlenmiştir.

9 halinin sıcaklığının hesaplanması:

9 halinin sıcaklığı, belirlenen P_9 basıncına göre yakıt ve havanın kütleli akış debilerinin hesaplandığı pencerede hesaplanmıştır.

9 halinin entalpisinin hesaplanması:

9 halindeki entalpi değeri aşağıda verilen denklemler yardımıyla hesaplanır:

$$y_2 = a_0 + a_1 \cdot TE^{1/3} + a_2 \cdot TE^{5/6} + a_3 \cdot TE^{7/8} + e_1 \cdot TE + e_2 \cdot TE^2 + e_3 \cdot TE^3 + e_4 \cdot TE^4 + e_5 \cdot TE^5 \quad (4.40)$$

(4.40) numaralı denklemde kullanılan katsayıların değerleri aşağıda verilmiştir:

$$a_0=1,0; a_1=0.457874342; a_2=5.08441288; a_3=-1,48513244;$$

$$e_1=-4,81351884; e_2=2,69411792; e_3=-7,39064542$$

$$e_4=10.4961689; e_5=-5,46840036$$

$$\text{Entalpi : } h_9=2099.3 y_2 \quad (4.41)$$

9 halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

Doymuş buharın kütleli akış debisi (m_9), (4.42) numaralı denklem yardımıyla hesaplanır:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_5 \quad (4.42)$$

9 halinin entropisinin hesaplanması:

9 halindeki entropi değeri aşağıda verilen denklem yardımıyla hesaplanır:

$$y_3 = b_0 + b_1 \cdot TE^{1/3} + b_2 \cdot TE^{5/6} + b_3 \cdot TE^{7/8} + f_1 \cdot TE + f_2 \cdot TE^2 + f_3 \cdot TE^3 + f_4 \cdot TE^4 + f_5 \cdot TE^5 \quad (4.43)$$

(4.43) numaralı denklemde kullanılan katsayıların değerleri aşağıda verilmiştir.

$$b_0=1,0; b_1=0,377391; b_2=-2,78368; b_3=6,93135; f_1=-4,34839;$$

$$f_2=1,34672; f_3=1,75261; f_4=-6,22295; f_5=9,99004$$

$$\text{Entropi : } S_9=4,4289 \cdot y_3 \quad (4.44)$$

10 Hali

10 halinin kütleli akış debisinin hesaplanması:

Yakıtın ve havanın kütle debilerinin hesaplandığı pencerede yakıtın kütleli akış

debisi ($\dot{m}_Y$) hesaplanmıştır:

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

10 halinin basıncının hesaplanması:

Kompresöre giren havanın basıncı sabit parametre olarak verilmiştir. $P_{10} = 20$ bars

10 halinin sıcaklığının hesaplanması:

Kompresöre giren havanın sıcaklığı sabit parametre olarak verilmiştir.
 $T_{10} = 298,15 \text{ K}$

10 halinin entalpisinin hesaplanması:

Yakıt olarak Metan (CH_4) kullanılmaktadır. Yakıtın yanma odasına girerken sahip olduğu entalpi, (4.1) denklemi yardımıyla hesaplanır.

10 halinin entropisinin hesaplanması:

10 halinin entropisi, (4.2) denklemi yardımıyla hesaplanır.

Yoğuşmadan Dolayı Oluşan Yapının Sahip Olduğu Entalpi ve Entropi

Yanma sonu ürünlerinin, belirli bir başlangıç halinden çevrenin bulunduğu hale getirilmesi sırasındaki yoğuşmadan dolayı mol oranları değişmektedir. Ekserji hesaplarında kullanmak üzere bu yapıya sahip olan yanma ürünlerinin entalpi ($\bar{h}_0$) ve entropi ($\bar{s}_0$) değerleri, (3.71) ve (3.72) denklemleri yardımıyla hesaplanır.

4.4.5 Ekserji Analizi

Termodinamik çözümlemenin yapıldığı pencereden “İleri” butonuna basılarak ekserji analizinin yapıldığı pencereye geçilir. (Bkz Şekil 4.8) Bu pencerede aşağıda belirtilen hesaplamalar yapılır:

1. Fiziksel, Kimyasal ve Toplam Ekserjilerin Hesabı
2. Gaz Türbini- Atık Isı Kazanı Santralin Ekserji Veriminin Hesabı
3. Çevrimdeki Ekipmanların Yok Olan Ekserjilerin Hesabı
4. Her Bir Ekipmanın Yok Olan Ekserji Ekserjinin Toplam Ekserjisine Oranının (Yüzde A) Yüzdesel Hesabı
5. Her Bir Ekipmanın Yok Olan Ekserjinin Yakıtın Ekserjisine Oranının (Yüzde B) Yüzdesel Hesabı

Yukarıda belirtilen hesaplamalar bu pencere üzerindeki “Hesapla” butonuna basılarak yapılır. Sonuçlar 2 ayrı tablo halinde sunulur.

Fiziksel ve Kimyasal Ekserji Analizi

Durum	Madda	Fiziksel Ekserji (MW)	Kimyasal Ekserji (MW)	Toplam Ekserji (MW)
1	Hava	0.0000	0.0000	0.0000
2	Hava	27.8316	0.0000	27.8316
3	Hava	42.209	0.0000	42.209
4	Yanma Ürünleri	100.0344	.8551	100.8895
5	Yanma Ürünleri	37.034	.8551	37.8892
6	Yanma Ürünleri	19.9481	.8551	20.8032
7	Yanma Ürünleri	.5301	.8551	1.3853
8	Su	.0176	.0359	.0535
9	Su	13.1242	.0359	13.1601
10	Metan	.6306	84.8344	85.465

Sistemin ekserji analizini, verimini ve ekipmanlarda yok edilen ekserjileri bulunabilmek için "Hesapla" butonuna basınız.

Hesapla

Ekserji Verimi = $\% 50.4$

Yok Edilen Ekserjiler

Ekipmanlar	Ekserji Miktarı	Yüzde A	Yüzde B
Yanma Odası	26.78	65.38	31.33
Atık Isı Buhar Jeneratörü	6.31	15.41	7.38
Gez Türbini	3.06	7.47	3.58
Hava Ön Isıtıcı	2.71	6.62	3.17
Hava Kompresörü	2.1	5.13	2.46
Toplam	40.98	100	48

Yüzde A: Ekipmanda yok edilen ekserjinin sistemin toplam yok edilen ekserjisine oranıdır.

Yüzde B: Ekipmanda yok edilen ekserjinin sisteme giren yakıtın ekserjisine oranıdır.

Geri **Çık**

Şekil 4.10 Ekserji analizinin yapıldığı pencere

4.4.5.1 Fiziksel, Kimyasal ve Toplam Ekserjileri Hesaplama Yöntemi

Her bir halin fiziksel ve kimyasal ekserji miktarları üçüncü bölümde verilen bağıntılar yardımıyla hesaplanır. (Bkz. 3.2.5 Fiziksel Ekserjilerin Hesaplanması ve 3.2.6 Kimyasal Ekserjilerin Hesaplanması Bölümleri) Toplam ekserji miktarları ise o noktaya ait kimyasal ve fiziksel ekserjilerin toplamına eşittir.

Herhangi bir noktadaki toplam ekserji, (3.91) numaralı denklemlerle hesaplanır:

$$E_{T,i} = E_i^{PH} + E_i^{CH}$$

4.4.5.2 Ekserji Verimini Hesaplama Yöntemi

Fiziksel, kimyasal ve toplam ekserjilerin hesaplanmasından sonra (3.70) numaralı denklem yardımıyla ekserji verimi hesaplanır.

4.4.5.3 Çevrimdeki Ekipmanların Yok Edilen Ekserjilerini Hesaplama Yöntemi

Her bir haldeki toplam ekserjilerin hesaplanmasından sonra çevrimdeki ekipmanların (Kompresör, Hava Ön Isıtıcısı, Türbin, Atık Isı Kazanı) yok edilen ekserjileri üçüncü bölümde verilen bağıntılar yardımıyla hesaplanır. (Bkz. 3.2.7 Çevrimdeki Ekipmanlarda Yok Edilen Ekserjilerin Hesaplanması Bölümü)

4.4.5.4 Yüzde A ve Yüzde B Oranlarını Hesaplama Yöntemi

Yüzde A, çevrimdeki ekipmanın yok edilen ekserjisinin sistemin toplam yok edilen ekserjisine oranıdır.

Yüzde B, çevrimdeki ekipmanın yok edilen ekserjisinin sistemde kullanılan yakıtın ekserjisine oranıdır.



Sekil 4.11 İlgili bilgisayar çalışması blok diyagramı

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

5.1 BİLGİSAYAR PROGRAMI YARDIMIYLA ELDE EDİLEN SONUÇLAR

Dördüncü bölümde gaz türbini – atık ısı kazanı santralinin termodinamik ve ekserji analizini yapabilen bir bilgisayar programının tanıtımı yapıldı. Bu bölümde ise hazırlanan bu bilgisayar programı yardımıyla aşağıda belirtilen parametreler değiştirilerek hesaplar tekrarlanmış ve sonuçlar elde edilmiştir.

- Kompresörün basınç oranı, P_2/P_1 : 6, 8, 10, 12 bars
- Kompresörün izentropik verimi, η_{sc} : 0.8, 0.85, 0.9
- Gaz türbininin izentropik verimi, η_{st} : 0.8, 0.85, 0.9
- Yanma odasına giren havanın sıcaklığı, T_3 : $T_2 + 100$, $T_2 + 200$ K
- Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı, T_4 : 1300, 1350, 1400 K
- Elde edilecek net iş, W_{net} : 5, 10 MW
- Elde edilecek doymuş buharın basıncı, P_9 : 2, 4, 10, 20 bars

Elde edilen sonuçlar kullanılarak her bir parametrenin değişimine göre aşağıda belirtilen eğriler çizilmiştir:

1. Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserji miktarlarındaki değişimi gösteren eğri
2. Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri
3. Havanın, yakıtın ve doymuş suyun kütle akış debilerinin değişimini gösteren eğri

Kompresör Basınç Oranının (P_2/P_1) Değişimine Göre Elde Edilen Sonuçlar ve Eğriler:

Tablo 5.1 Kompresör basınç oranının (P_2/P_1) değişimine göre elde edilen sonuçlar

Kompresör Basınç Oranı	Yakıt - Hava Karışım Oranı	Yakıtın Akış Debisi	Havanın Akış Debisi	Doymuş Suyun Akış Debisi	Yok Edilen Ekserji (Yanma Odası)	Yok Edilen Ekserji (Auk Isı Kazanı)	Yok Edilen Ekserji (Gaz Türbini)	Yok Edilen Ekserji (Hava Ön Isıtıcısı)	Yok Edilen Ekserji (Kompresör)	Yok Edilen Ekserji (Toplam)	Ekserji Verimi
P_2/P_1	$\bar{\lambda}$	$\dot{m}_Y$ (kg/s)	$\dot{m}_H$ (kg/s)	$\dot{m}_{SU}$ (kg/s)	$\dot{E}_{D,YO}$ (MW)	$\dot{E}_{D,AIB}$ (MW)	$\dot{E}_{D,T}$ (MW)	$\dot{E}_{D,HOI}$ (MW)	$\dot{E}_{D,K}$ (MW)	$\dot{E}_{D,Top}$ (MW)	ϵ
6	0.0304	0.528	31.019	6.2033	10.13	3.25	1.05	0.86	0.9	16.19	39
8	0.282	0.478	30.29	5.3382	8.92	2.6	1.22	0.64	1.01	14.39	39.9
10	0.0265	0.458	30.878	4.9519	8.37	2.26	1.44	0.54	1.07	13.68	40.2
12	0.0249	0.447	32.048	4.6897	8.04	2	1.65	0.42	1.2	13.31	40.1

Uygulama sırasında aşağıdaki parametreler sabit tutulmuştur:

Kompresörün izentropik verimi,

$\eta_{sc} : 0.8$

Gaz türbininin izentropik verimi,

$\eta_{st} : 0.8$

Yanma odasına giren havanın sıcaklığı,

$$T_3 : T_2 + 100 \text{ K}$$

Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı,

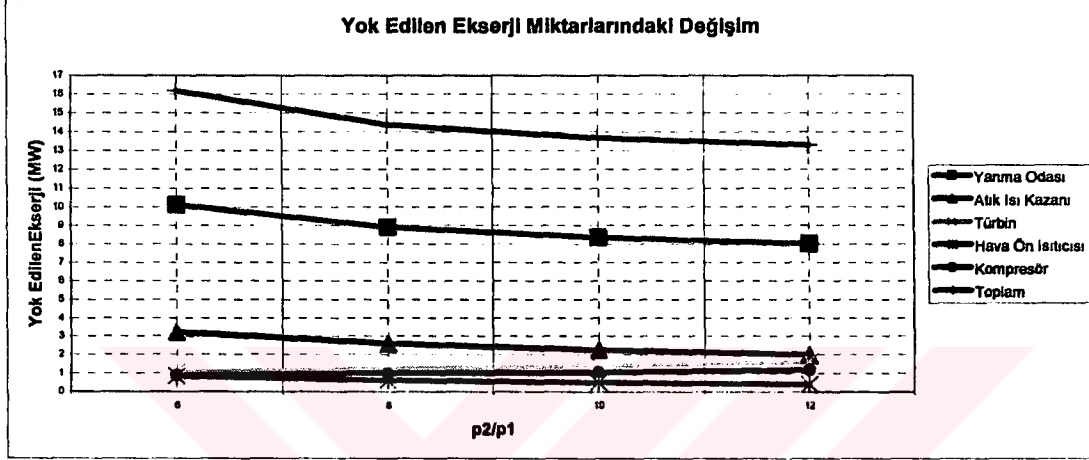
$$T_4 : 1300 \text{ K}$$

Elde edilecek net iş,

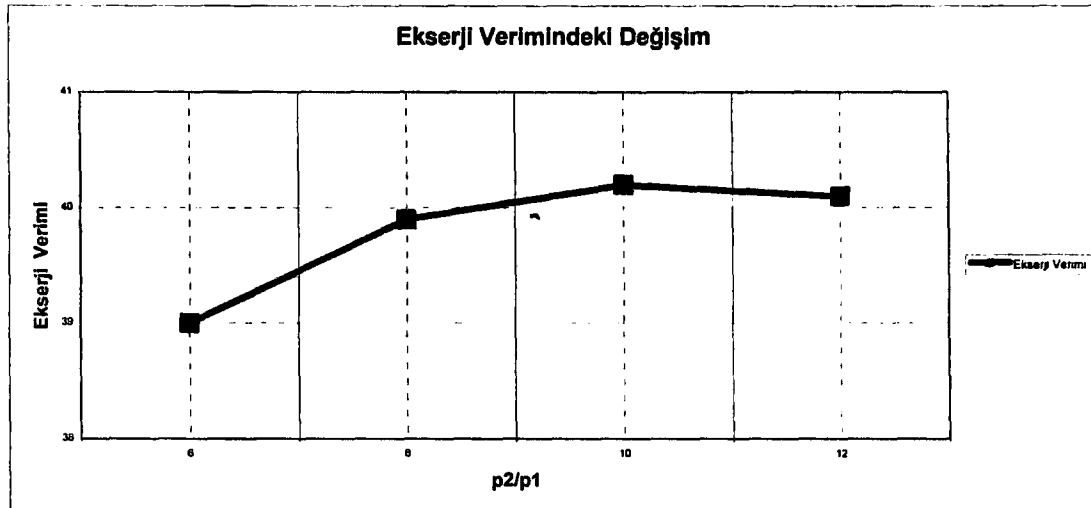
$$W_{\text{net}} : 5 \text{ MW}$$

Elde edilecek doymuş buharın basıncı,

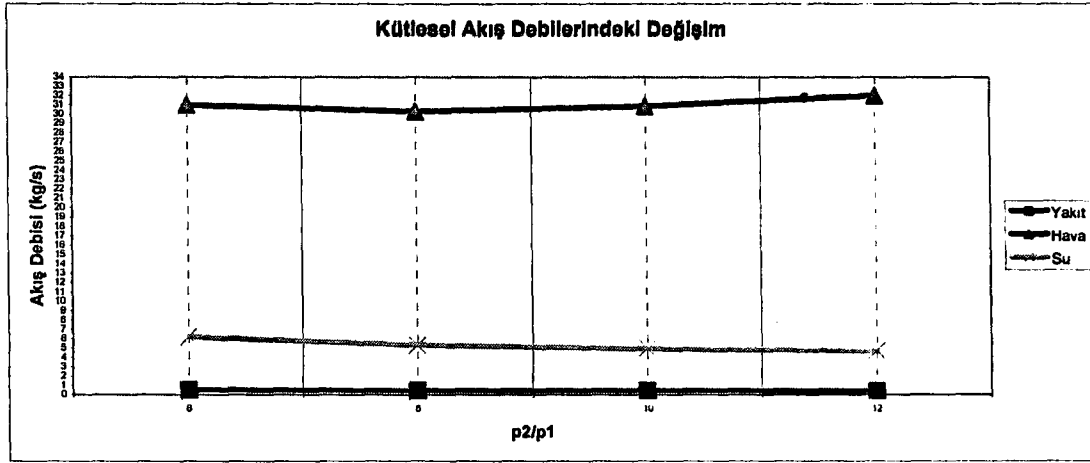
$$P_9 : 2 \text{ bars}$$



Şekil 5.1 Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri



Şekil 5.2 Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri



Şekil 5.3 Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri

Basınç oranının artmasıyla kompresör çıkış sıcaklığı (T_2) ve yanma odası giriş sıcaklığı (T_3) artmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı (T_4) ise sabit kalmaktadır. Yakıtın ve doymuş buharın kütleli akış debileri, daralan aralıklarla azalmakta, bu yavaşlayan azalma özellikle yakıtın kütleli akış debisinde daha net görülmektedir. Kütleli akış debilerindeki azalma, yakıtın ve proses ısısının ekserjisini de azaltmaktadır. Sistemin ekserji verimi, yakıtın ve proses ısısının ekserjisindeki azalmaya bağlı olarak önce yükselmekte, daha sonra düşmektedir. Havanın kütleli akış debisi ise, ilk önce azalmakta daha sonra artmaktadır. Havanın kütleli akış debisi; $\bar{\lambda}$, h_5 , h_4 ve h_2 'deki değişime bağlıdır. Yanma odasında, atık ısı kazanında ve hava ön ısıtıcısında yok edilen ekserjiler azalırken türbin ve kompresörde bu miktar artmaktadır.

Kompresörün İzentropik Veriminin (η_{sc}) Değişimine göre Elde Edilen Sonuçlar ve

Eğriler:

Tablo 5.2 Kompresörün izentropik veriminin (η_{sc}) değişimine göre elde edilen sonuçlar

Kompresör Basınç Oranı	Yakıt - Hava Karışım Oranı	Yakıtın Akış Debisi	Havanın Akış Debisi	Doymuş Suyun Akış Debisi	Yok Edilen Ekserji (Yanma Odası)	Yok Edilen Ekserji (Aık Isı Kazanı)	Yok Edilen Ekserji (Gaz Türbini)	Yok Edilen Ekserji (Hava Ön Isıtıcısı)	Yok Edilen Ekserji (Kompresör)	Yok Edilen Ekserji (Toplam)	Ekserji Verimi
η_{sc}	$\bar{\lambda}$	$\dot{m}_Y$ (kg/s)	$\dot{m}_H$ (kg/s)	$\dot{m}_{su}$ (kg/s)	$\dot{E}_{D,YO}$ (MW)	$\dot{E}_{D,AIB}$ (MW)	$\dot{E}_{D,T}$ (MW)	$\dot{E}_{D,HÖI}$ (MW)	$\dot{E}_{D,K}$ (MW)	$\dot{E}_{D,Top}$ (MW)	ϵ
0.8	0.0304	0.528	31.019	6.2033	10.13	3.25	1.05	0.86	0.9	16.19	39
0.85	0.0310	0.491	28.309	5.6776	9.46	2.99	0.95	0.82	0.58	14.8	40.1
0.9	0.0315	0.464	26.299	5.2794	9	2.78	0.89	0.79	0.34	13.8	40.9

Uygulama sırasında aşağıdaki parametreler sabit tutulmuştur:

Kompresörün basınç oranı,

$$P_2/P_1 : 6 \text{ bars}$$

Gaz türbininin izentropik verimi,

$$\eta_{st} : 0.8$$

Yanma odasına giren havanın sıcaklığı, °

$$T_3 : T_2 + 100 \text{ K}$$

Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı,

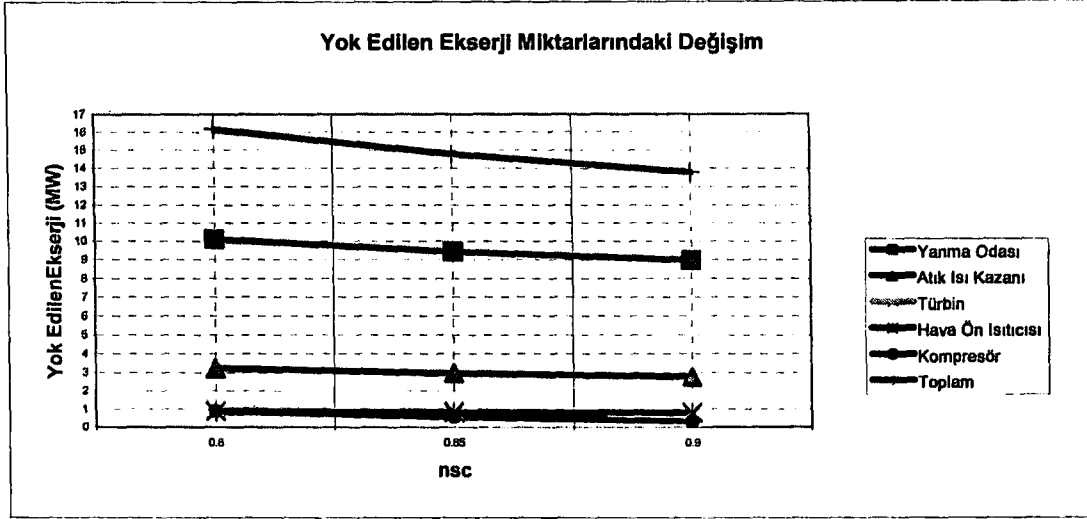
$$T_4 : 1300 \text{ K}$$

Elde edilecek net iş,

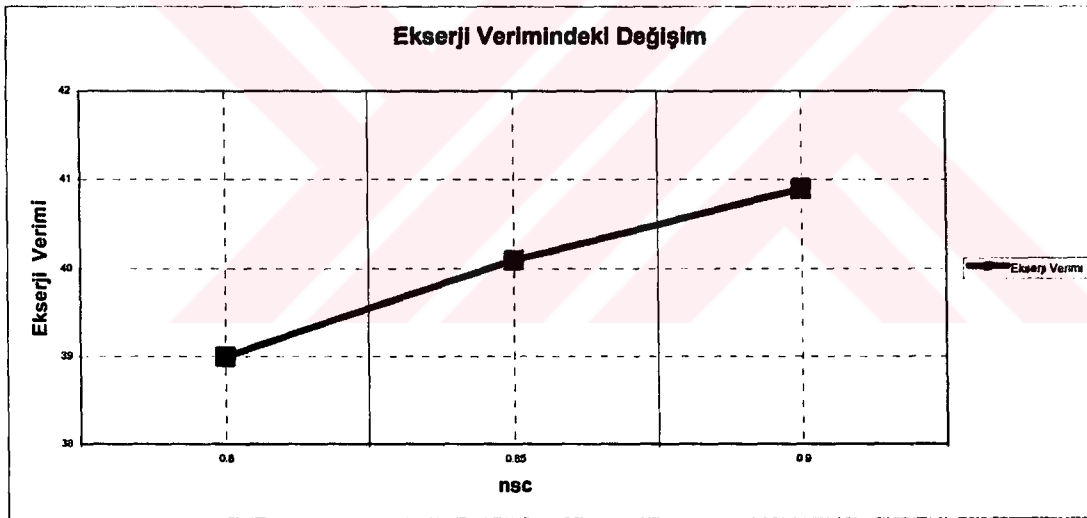
$$W_{net} : 5 \text{ MW}$$

Elde edilecek doymuş buharın basıncı,

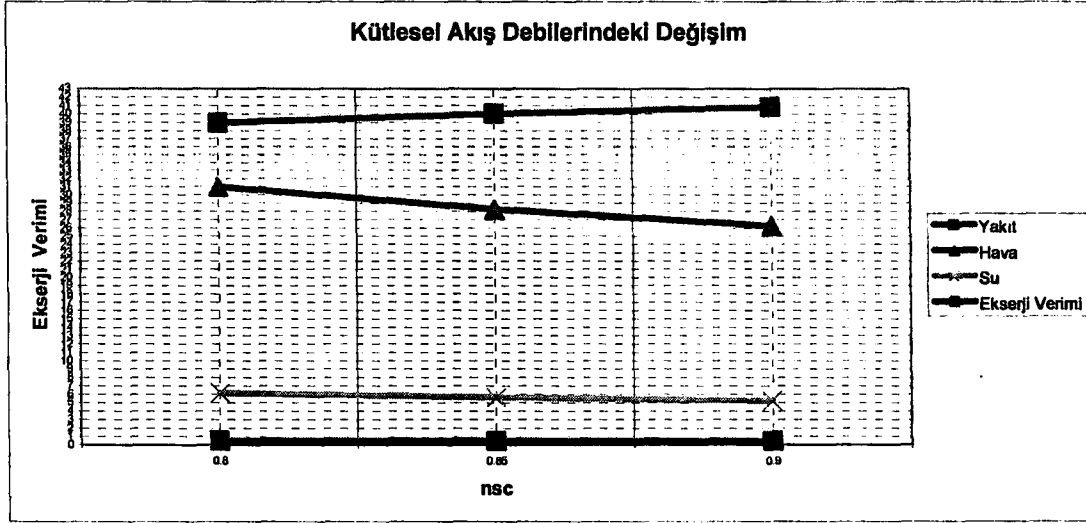
$$P_9 : 2 \text{ bars}$$



Şekil 5.4 Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri



Şekil 5.5 Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri



Şekil 5.6 Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri

Kompresör izentropik veriminin artmasıyla kompresör çıkış sıcaklığı (T_2) ve yanma odası giriş sıcaklığı (T_3) azalmakta, türbin giriş ve çıkış sıcaklıkları (T_4 , T_5) ise aynı kalmaktadır. Yakıt-hava karışım oranı ($\bar{\lambda}$) artarken, 2 halinin entalpisi (h_2) azalmaktadır. Havanın ve yakıtın kütleli akış debisi de, $\bar{\lambda}$ ve h_2 'deki değişime bağlı olarak azalmaktadır. $\bar{\lambda}$ ve havanın kütleli akış debisine bağlı olarak da elde edilen doymuş buharın kütleli akış debisi azalmaktadır. Yakıtın kütleli akış debisindeki azalma oranı, havanın ve doymuş buharın kütleli akış debisindeki azalma oranına göre daha az olmaktadır.

Yakıtın ve proses ısısının ekserjisi azalmakta ve bu da sistemin ekserji verimini azalan bir eğimle arttırmaktadır. Kompresörün izentropik verimi yükseldikçe kompresörde tersinmezlikler azalacağından yok edilen ekserji azalmaktadır. Çevrimin diğer ekipmanlarındaki yok edilen ekserjideki azalma, toplam yok edilen ekserjiye yansımaktadır.

Gaz Türbininin İzentropik Veriminin (η_{st}) Değişimine göre Elde Edilen Sonuçlar ve Eğriler:

Tablo 5.3 Gaz Türbininin izentropik veriminin (η_{st}) değişimine göre elde edilen sonuçlar

Kompresör Basınç Oranı	Yakıt - Hava Karışım Oranı	Yakıtın Akış Debisi	Havanın Akış Debisi	Doymuş Suyun Akış Debisi	Yok Edilen Ekserji (Yanma Odası)	Yok Edilen Ekserji (Atık Isı Kazanı)	Yok Edilen Ekserji (Gaz Türbini)	Yok Edilen Ekserji (Hava Ön Isıtıcısı)	Yok Edilen Ekserji (Kompresör)	Yok Edilen Ekserji (Toplam)	Ekserji Verimi
η_{st}	$\bar{\lambda}$	$\dot{m}_Y$ (kg/s)	$\dot{m}_H$ (kg/s)	$\dot{m}_{SU}$ (kg/s)	$\dot{E}_{D,YO}$ (MW)	$\dot{E}_{D,AIB}$ (MW)	$\dot{E}_{D,T}$ (MW)	$\dot{E}_{D,HÖI}$ (MW)	$\dot{E}_{D,K}$ (MW)	$\dot{E}_{D,Top}$ (MW)	ϵ
0.8	0.0304	0.528	31.019	6.2033	10.13	3.25	1.05	0.86	0.9	16.19	39
0.85	0.0304	0.455	26.732	5.0897	8.73	2.59	0.68	0.72	0.78	13.5	41
0.9	0.0304	0.4	23.487	4.2466	7.68	2.08	0.41	0.62	0.68	11.47	42.9

Uygulama sırasında aşağıdaki parametreler sabit tutulmuştur:

Kompresörün basınç oranı,

$$P_2/P_1 : 6 \text{ bars}$$

Kompresörün izentropik verimi,

$$\eta_{sc} : 0.8$$

Yanma odasına giren havanın sıcaklığı,

$$T_3 : T_2 + 100 \text{ K}$$

Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı,

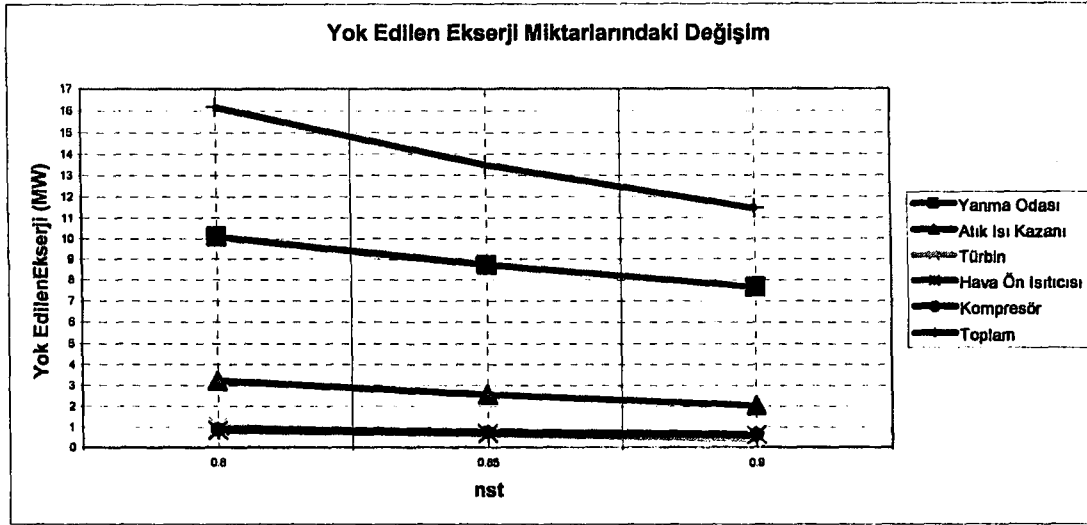
$$T_4 : 1300 \text{ K}$$

Elde edilecek net iş,

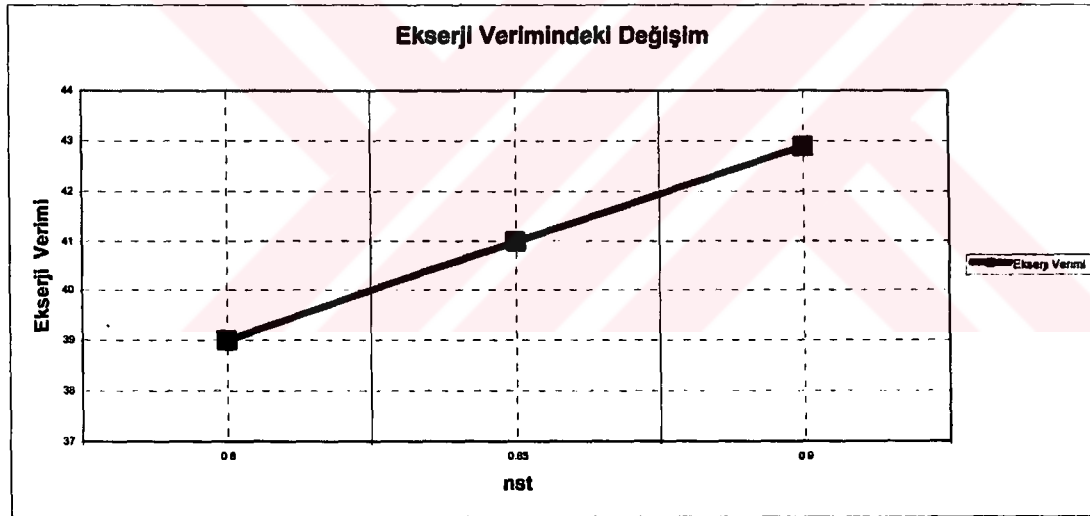
$$W_{net} : 5 \text{ MW}$$

Elde edilecek doymuş buharın basıncı,

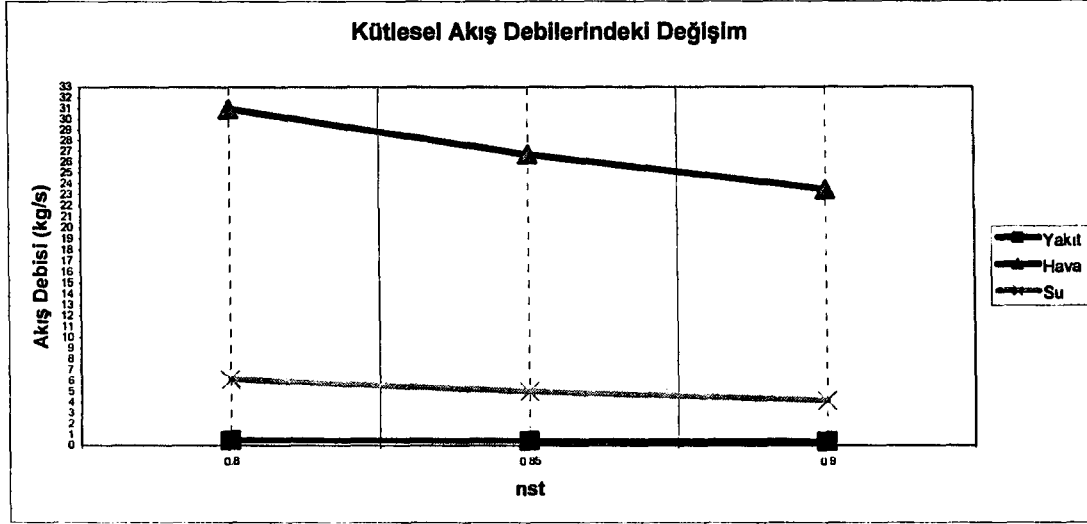
$$P_9 : 2 \text{ bars}$$



Şekil 5.7 Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri



Şekil 5.8 Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri



Şekil 5.9 Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri

Türbin izentropik verimi yükseldikçe, türbinden çıkış sıcaklığı (T_5) ve buna bağlı olarak 5 halinin entalpisi (h_5) azalmaktadır. h_5 'in azalmasıyla havanın ve yakıtın kütleli akış debisi de aynı oranda azalmaktadır. Yanma ürünlerinin hava ön ısıtıcısından çıkış sıcaklığı (T_6) ve entalpisi (h_6) azalmakta, bu da elde edilen doymuş buhar kütle akış debisini azalan aralıklarla azaltmaktadır. Yakıtın kütleli akış debisindeki azalmaya bağlı olarak yakıtın toplam ekserjisi de azalmakta bu durum sistemin ekserji verimini yükseltmektedir. Yok edilen ekserjiler ise çevrimin tüm ekipmanlarında azalmaktadır.

Yanma Odasına Giren Havanın Sıcaklık (T_3) Değişimine Göre Elde Edilen Sonuçlar ve Eğriler:

Tablo 5.4 Yanma odasına giren havanın sıcaklık (T_3) değişimine göre elde edilen sonuçlar

Kompresör Basınç Oranı	Yakıt - Hava Karışım Oranı	Yakıtın Akış Debisi	Havanın Akış Debisi	Doymuş Suyun Akış Debisi	Yok Edilen Ekserji (Yanma Odası)	Yok Edilen Ekserji (Auk Isı Kazanı)	Yok Edilen Ekserji (Gaz Türbini)	Yok Edilen Ekserji (Hava Ön Isıtıcısı)	Yok Edilen Ekserji (Kompresör)	Yok Edilen Ekserji (Toplam)	Ekserji Verimi
T_3	$\bar{\lambda}$	$\dot{m}_Y$ (kg/s)	$\dot{m}_H$ (kg/s)	$\dot{m}_{SU}$ (kg/s)	$\dot{E}_{D,YO}$ (MW)	$\dot{E}_{D,AIB}$ (MW)	$\dot{E}_{D,T}$ (MW)	$\dot{E}_{D,HOI}$ (MW)	$\dot{E}_{D,K}$ (MW)	$\dot{E}_{D,Top}$ (MW)	ϵ
T_2+100	0.0304	0.528	31.019	6.2033	10.13	3.25	1.05	0.86	0.9	16.19	39
T_2+200	0.0259	0.455	31.356	4.8848	8.29	2.19	1.05	1.14	0.91	13.58	40.2

Uygulama sırasında aşağıdaki parametreler sabit tutulmuştur:

Kompresörün basınç oranı,

$$P_2/P_1 : 6 \text{ bars}$$

Kompresörün izentropik verimi,

$$\eta_{sc} : 0.8$$

Gaz türbininin izentropik verimi,

$$\eta_{st} : 0.8$$

Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı,

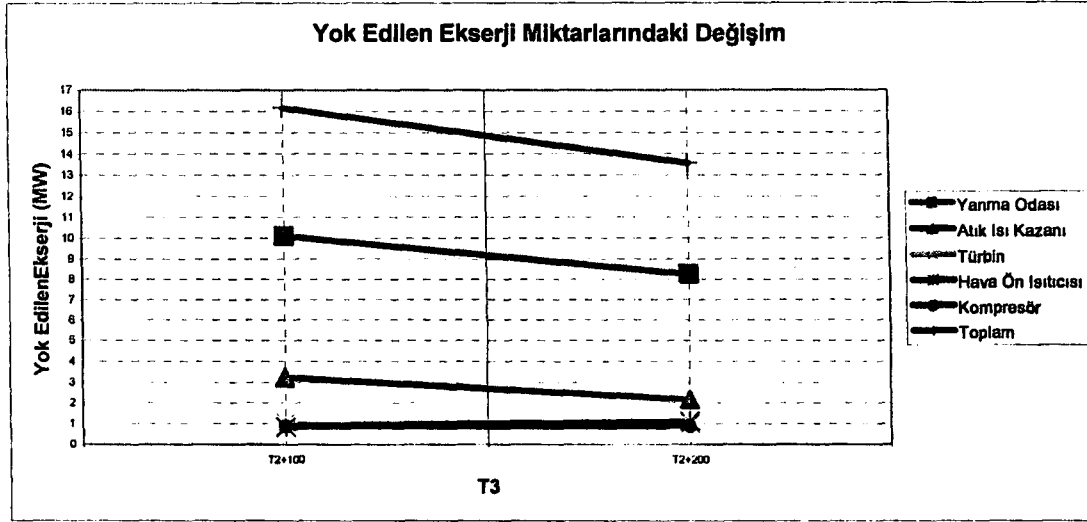
$$T_4 : 1300 \text{ K}$$

Elde edilecek net iş,

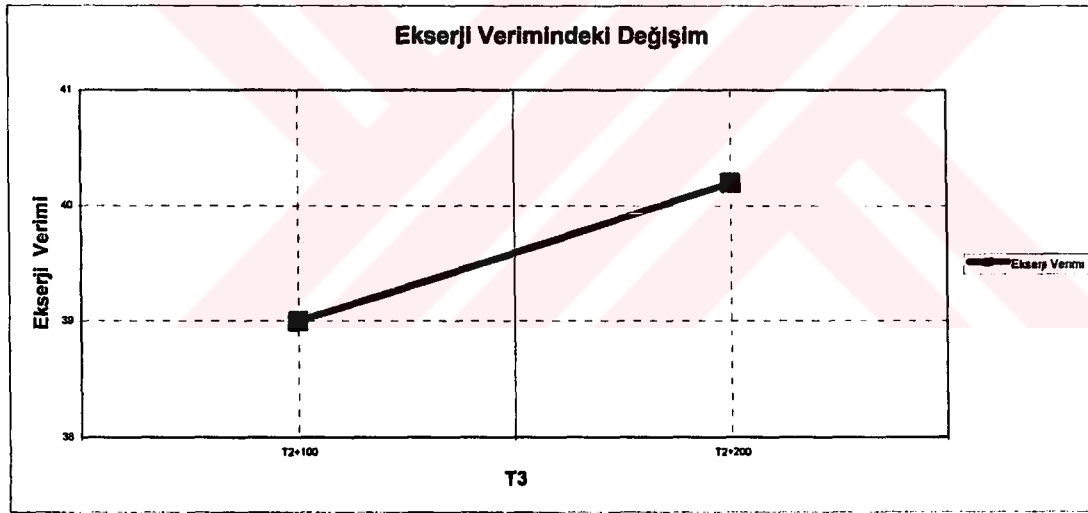
$$W_{net} : 5 \text{ MW}$$

Elde edilecek doymuş buharın basıncı,

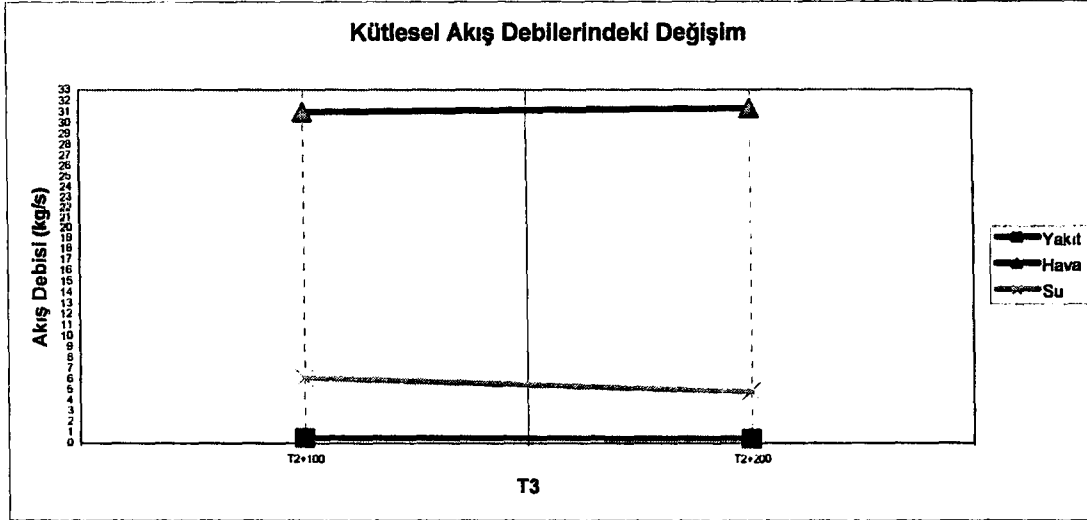
$$P_9 : 2 \text{ bars}$$



Şekil 5.10 Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri



Şekil 5.11 Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri



Şekil 5.12 Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri

Türbin giriş sıcaklığı (T_4) sıcaklığı sabitken, T_3 sıcaklığının artmasıyla yakıt hava karışım oranı ($\bar{\lambda}$) azalmaktadır. Havanın kütleli akış debisi artarken yakıtın kütleli akış debisi de azalmaktadır.

T_3 sıcaklığının artmasıyla yanma ürünlerinin hava ön ısıtıcısından çıkış sıcaklığı T_6 azalmaktadır. Elde edilen doymuş buhar kütleli akış debisi de azalmaktadır. Yakıtın toplam ekserjisindeki azalma, proses ısısının ekserjisindeki azalmadan daha fazla olduğu için sistemin ekserji verimi artmaktadır. Yok edilen ekserji miktarı, kompresörde ve hava ön ısıtıcısında artarken; yanma odası ve atık ısı kazanında azalmaktadır. Türbinde ise yok edilen ekserji miktarı değişmemektedir.

Türbine Giren Yanma Ürünlerinin Sıcaklık (T_4) Değişimine Göre Elde Edilen Sonuçlar ve Eğriler:

Tablo 5.5 Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklık (T_4) değişimine göre elde edilen sonuçlar

Kompresör Basınç Oranı	Yakıt - Hava Karışım Oranı	Yakıtın Akış Debisi	Havanın Akış Debisi	Doymuş Suyun Akış Debisi	Yok Edilen Ekserji (Yanma Odası)	Yok Edilen Ekserji (Atık Isı Kazanı)	Yok Edilen Ekserji (Gaz Türbini)	Yok Edilen Ekserji (Hava Ön Isıtıcısı)	Yok Edilen Ekserji (Kompresör)	Yok Edilen Ekserji (Toplam)	Ekserji Verimi
T_4	$\bar{\lambda}$	$\dot{m}_Y$ (kg/s)	$\dot{m}_H$ (kg/s)	$\dot{m}_{SU}$ (kg/s)	$\dot{E}_{D,YO}$ (MW)	$\dot{E}_{D,AIB}$ (MW)	$\dot{E}_{D,T}$ (MW)	$\dot{E}_{D,HÖİ}$ (MW)	$\dot{E}_{D,K}$ (MW)	$\dot{E}_{D,Top}$ (MW)	ϵ
1300	0.0304	0.528	31.019	6.2033	10.13	3.25	1.05	0.86	0.9	16.19	39
1350	0.0329	0.514	27.902	6.1091	9.67	3.38	0.93	0.82	0.81	15.61	39.7
1400	0.0355	0.508	25.556	6.1077	9.41	3.54	0.86	0.8	0.74	15.35	40.2

Uygulama sırasında aşağıdaki parametreler sabit tutulmuştur:

Kompresörün basınç oranı,

$$P_2/P_1 : 6 \text{ bars}$$

Kompresörün izentropik verimi,

$$\eta_{sc} : 0.8$$

Gaz türbininin izentropik verimi,

$$\eta_{st} : 0.8$$

Yanma odasına giren havanın sıcaklığı,

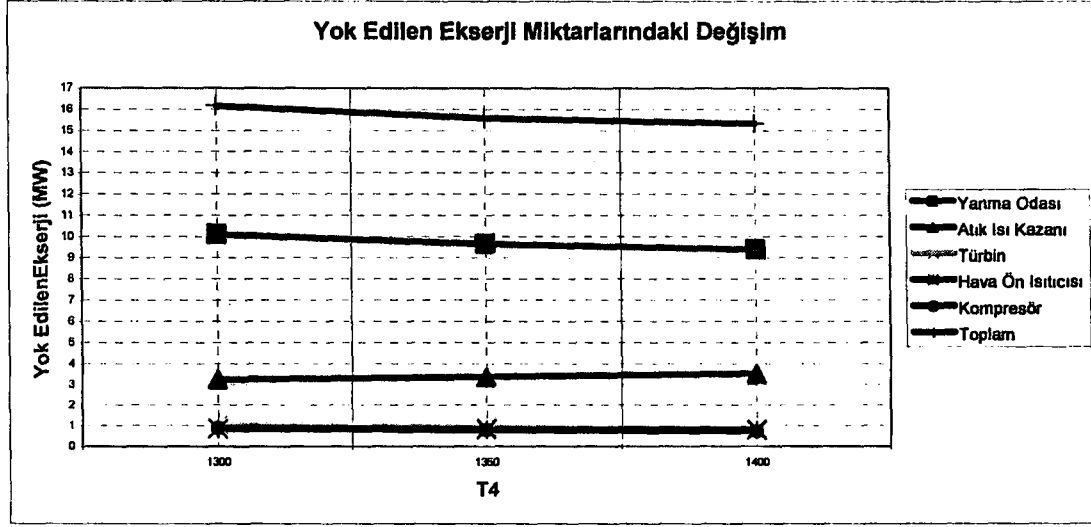
$$T_3 : T_2 + 100$$

Elde edilecek net iş,

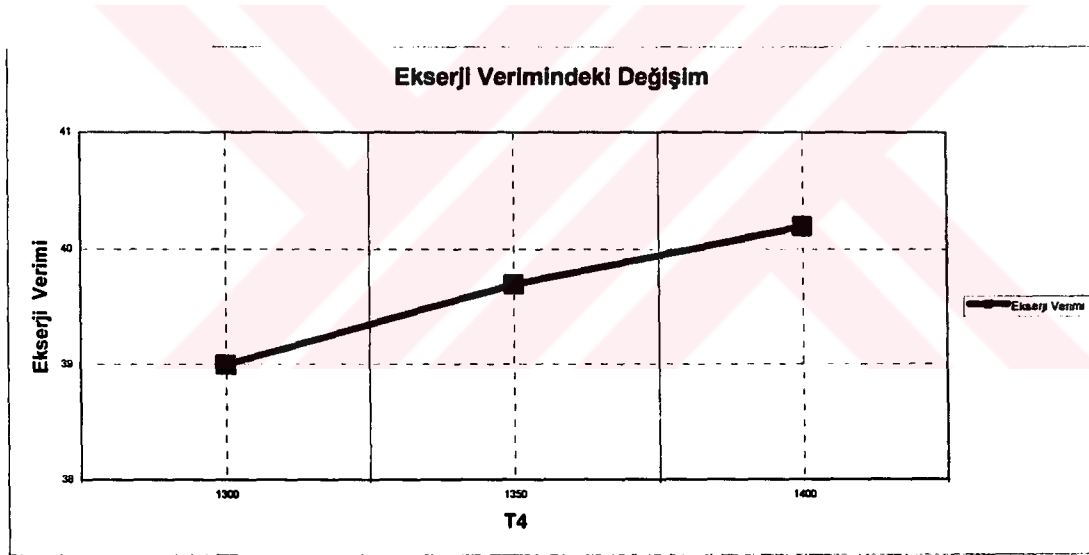
$$W_{net} : 5 \text{ MW}$$

Elde edilecek doymuş buharın basıncı,

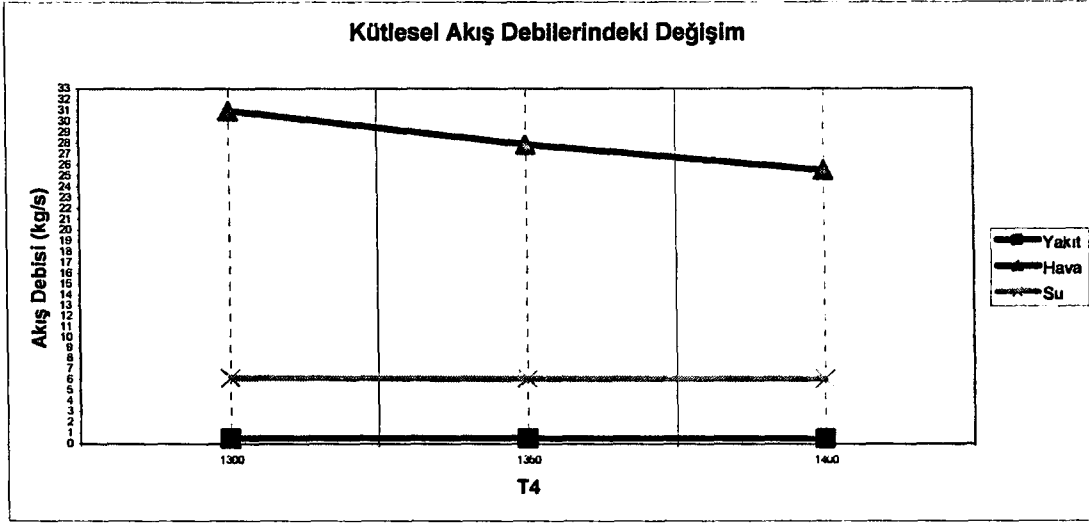
$$P_9 : 2 \text{ bars}$$



Şekil 5.13 Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri



Şekil 5.14 Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri



Şekil 5.15 Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri

Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı (T_4) yükseldikçe; türbin çıkış sıcaklığı (T_5) ve yakıt-hava karışım oranı yükselmekte, havanın ve yakıtın kütleli akış debileri azalmaktadır. Elde edilen doymuş buharın akış debisindeki azalmaya bağlı olarak proses ısısının ekserjisinde de azalma görülmektedir. Yakıtın toplam ekserjisindeki azalışına bağlı olarak sistemin ekserji verimi yükselmektedir. Yok edilen ekserji miktarı, kompresörde, yanma odasında, hava ön ısıtıcısında ve türbinde azalırken; atık ısı kazanında yükselmektedir. Toplam yok edilen ekserji miktarında ise azalma gözlenmektedir.

Elde Edilecek Net İş W_{net} Değişimine Göre Elde Edilen Sonuçlar ve Eğriler:

Tablo 5.6 Elde edilecek net iş, W_{net} değişimine göre elde edilen sonuçlar

Kompresör Basınç Oranı	Yakıt – Hava Karışım Oranı	Yakıtın Akış Debisi	Havanın Akış Debisi	Doymuş Suyun Akış Debisi	Yok Edilen Ekserji (Yanma Odası)	Yok Edilen Ekserji (Atık Isı Kazanı)	Yok Edilen Ekserji (Gaz Türbini)	Yok Edilen Ekserji (Hava Ön Isıtıcı)	Yok Edilen Ekserji (Kompresör)	Yok Edilen Ekserji (Toplam)	Ekserji Verimi
W_{net}	$\bar{\lambda}$	$\dot{m}_Y$ (kg/s)	$\dot{m}_H$ (kg/s)	$\dot{m}_{SU}$ (kg/s)	$\dot{E}_{D,YO}$ (MW)	$\dot{E}_{D,AIB}$ (MW)	$\dot{E}_{D,T}$ (MW)	$\dot{E}_{D,HÖİ}$ (MW)	$\dot{E}_{D,K}$ (MW)	$\dot{E}_{D,Top}$ (MW)	ϵ
5	0.0304	0.528	31.019	6.203 3	10.13	3.25	1.05	0.86	0.9	16.19	39
10	0.0304	1.056	62.038	12.40 66	20.25	6.51	2.1	1.72	1.81	32.39	39

Uygulama sırasında aşağıdaki parametreler sabit tutulmuştur:

Kompresörün basınç oranı,

$$P_2/P_1 : 6 \text{ bars}$$

Kompresörün izentropik verimi,

$$\eta_{sc} : 0.8$$

Gaz türbininin izentropik verimi,

$$\eta_{st} : 0.8$$

Yanma odasına giren havanın sıcaklığı,

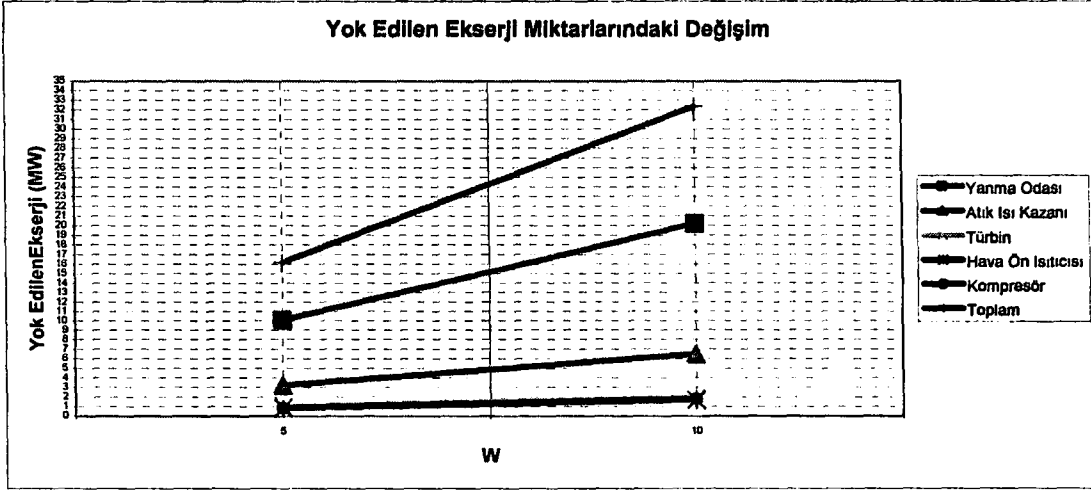
$$T_3 : T_2 + 100 \text{ K}$$

Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı,

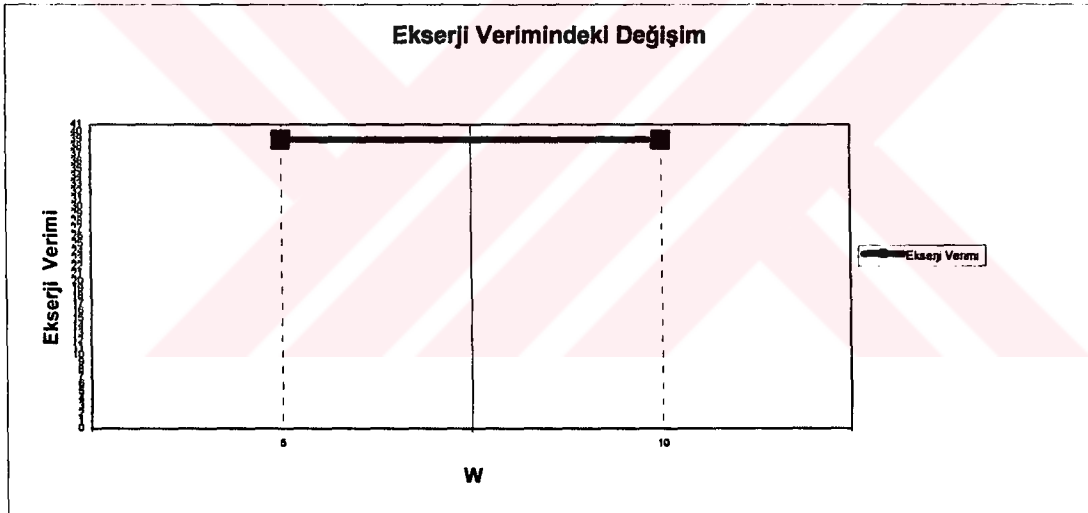
$$T_4 : 1300 \text{ K}$$

Elde edilecek doymuş buharın basıncı,

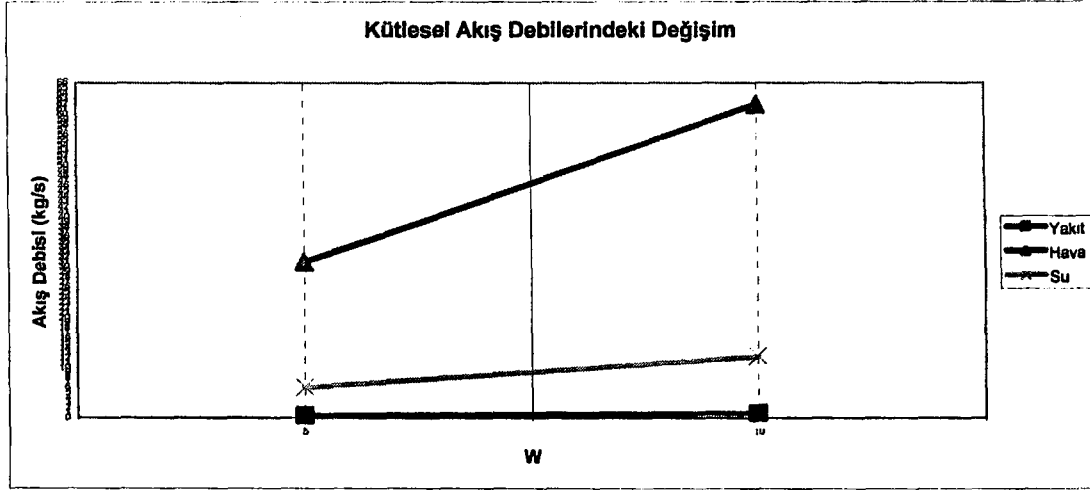
$$P_9 : 2 \text{ bars}$$



Şekil 5.16 Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri



Şekil 5.17 Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri



Şekil 5.18 Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri

Elde edilecek net iş yükseldiğinde havanın, yakıtın ve doymuş buharın kütleli akış debileri ile çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserji miktarları net işin artım oranı kadar yükselmektedir. Bu yükselme, ekserji verimini değiştirmemektedir.

Elde Edilecek Doymuş Buharın Basıncının (P_9) Değişimine Göre Elde Edilen Sonuçlar ve Eğriler:

Tablo 5.7 Elde edilecek doymuş buharın basıncının (P_9) değişimine göre elde edilen sonuçlar

Kompresör Basınç Oranı	Yakıt – Hava Karışım Oranı	Yakıtın Akış Debisi	Havanın Akış Debisi	Doymuş Suyun Akış Debisi	Yok Edilen Ekserji (Yanma Odası)	Yok Edilen Ekserji (Atık Isı Kazanı)	Yok Edilen Ekserji (Gaz Türbini)	Yok Edilen Ekserji (Hava Ön Isıtıcısı)	Yok Edilen Ekserji (Kompresör)	Yok Edilen Ekserji (Toplam)	Ekserji Verimi
P_9	$\bar{\lambda}$	$\dot{m}_Y$ (kg/s)	$\dot{m}_H$ (kg/s)	$\dot{m}_{SU}$ (kg/s)	$\dot{E}_{D,YO}$ (MW)	$\dot{E}_{D,AIB}$ (MW)	$\dot{E}_{D,T}$ (MW)	$\dot{E}_{D,HÖİ}$ (MW)	$\dot{E}_{D,K}$ (MW)	$\dot{E}_{D,Top}$ (MW)	ϵ
2	0.0304	0.528	31.019	6.2033	10.13	3.25	1.05	0.86	0.9	16.19	39
4	0.0304	0.528	31.019	6.1987	10.13	2.75	1.05	0.86	0.9	15.69	40.9
10	0.0304	0.528	31.019	6.3799	10.13	2.18	1.05	0.86	0.9	15.12	42.9
20	0.0304	0.528	31.019	7.2509	10.13	2.07	1.05	0.86	0.9	15.01	43.3

Uygulama sırasında aşağıdaki parametreler sabit tutulmuştur:

Kompresörün basınç oranı,

$$P_2/P_1 : 6 \text{ bars}$$

Kompresörün izentropik verimi,

$$\eta_{sc} : 0.8$$

Gaz türbininin izentropik verimi,

$$\eta_{st} : 0.8$$

Yanma odasına giren havanın sıcaklığı,

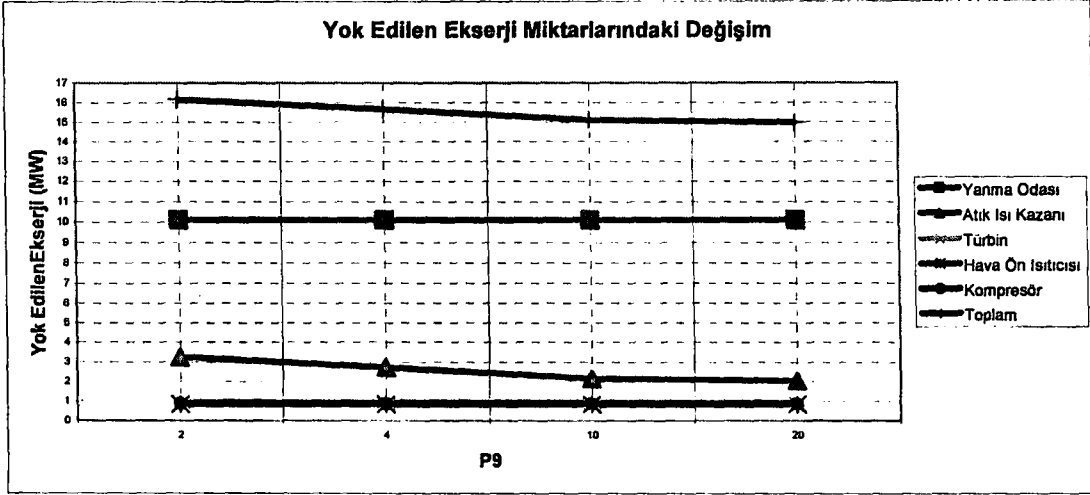
$$T_3 : T_2 + 100 \text{ K}$$

Türbine giren yanma ürünlerinin sıcaklığı,

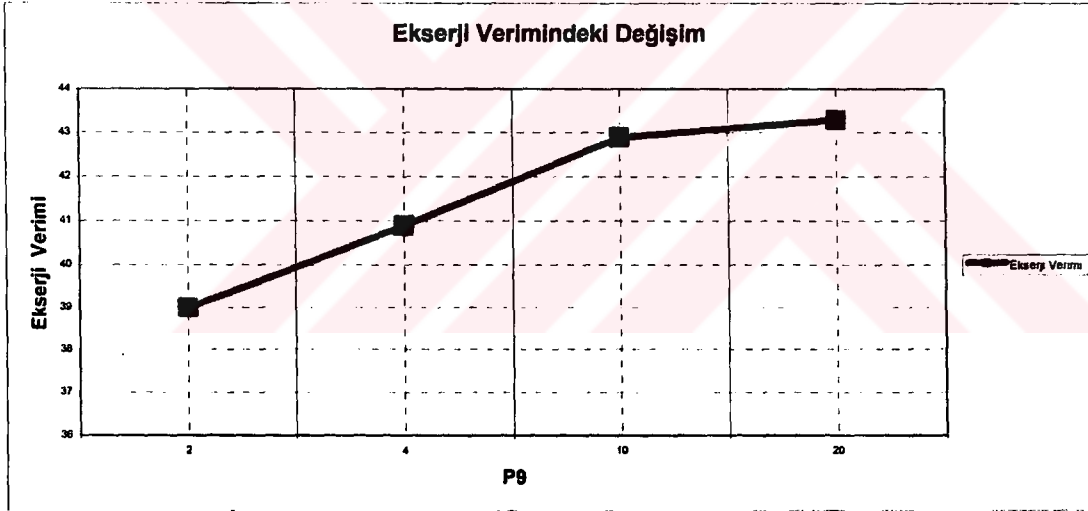
$$T_4 : 1300 \text{ K}$$

Elde edilecek net iş,

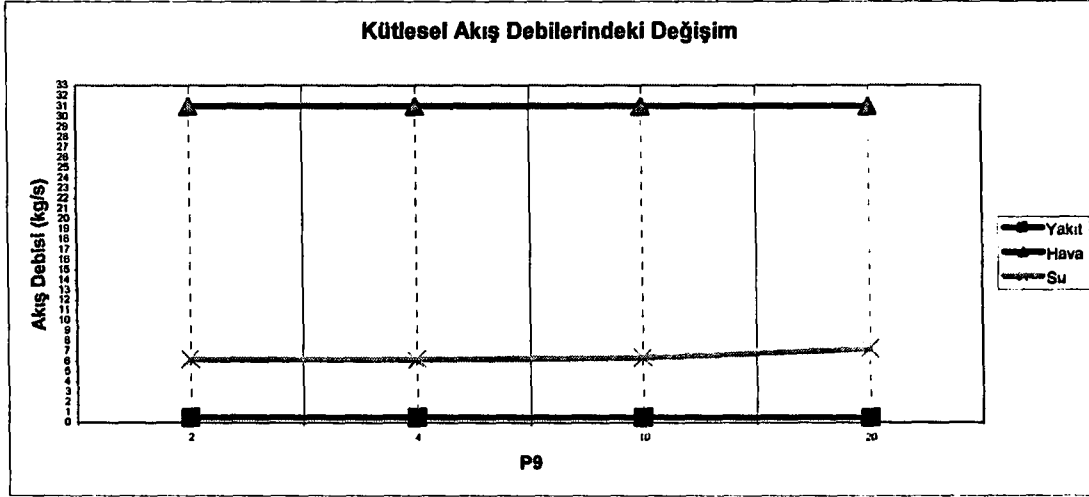
$$W_{net} : 5 \text{ MW}$$



Şekil 5.19 Çevrimdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjilerin değişimini gösteren eğri



Şekil 5.20 Ekserji verimindeki değişimi gösteren eğri



Şekil 5.21 Havanın, yakıtın ve elde edilen doymuş buharın akış debilerindeki değişimi gösteren eğri

Doymuş buhar basıncının yükselmesiyle elde edilen doymuş buharın sıcaklığı (T_9), yükselirken; 9 halinin entalpisi (h_9) azalmaktadır. Doymuş buharın kütleli akış debisi ise artmaktadır. Bu durum, proses ısısının ekserjisini artırırken; kullanılan hava ve yakıtın akış debileri ile yanma odası, türbin, kompresör ve hava ön ısıtıcısında yok edilen ekserji miktarları, sabit kalmaktadır. Buna bağlı olarak atık ısı kazanı ve santralinin ekserji verimi yükselmektedir.

Bilgisayar çalışması sonucunda elde edilen sonuçlar, belli inceleme konularına tabi tutulan sistemin nasıl bir davranış içinde olduğunu göstermektedir. Parametrelerin değişimiyle sistemin hassas noktaları, sistemin kayıpları gibi konularda ayrıntılı bilgi vermektedir.

Bu çalışmada elde edilen sonuçların kullanılmasıyla gaz türbinli bileşik ısı-güç sistemlerinin verimliliği daha yakından tahmin edilebilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] **Derbentli, T.**, 1998. Bölgesel Isıtma ve Kojenerasyon Konferansı Bildirileri, TMMOB Makina Müh. Odası İstanbul, 61-62
- [2] **Çengel, A.Y., Boles, A. M.**, 1999. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Mc Graw-Hill-Literatür, İstanbul
- [3] **Tanju, K., Olcay, G.**, 1998. Bölgesel Isıtma ve Kojenerasyon Bildirileri, TMMOB Makina Müh. Odası İstanbul, 35-58
- [4] **Gurney, J.D., Hyde, R., Pickering, S.J., Shute, M.**, 1998. Industrial Combined Heat and Power: Investment, Savings and Decision Making, Proc. Insth. Mech. Engineers, Vol. 202, No: A1, 23-27
- [5] **G. Tsatsaronis**,1983.Combustion Turbine Cogeneration, Westinghouse Electric Corp
- [6] **Pierce, M. A.**, 1995.Analysis and Design of Energy Systems, Ashrae Journal, 53-60
- [7] **Smith, D., Reynolds, M.**, 1986 .Cogeneration, Small Power Production Show Rapid Growth, Power Engineering, 20-26
- [8] **M.J. Moran**,1978. Cogeneration, Power Engineering, 34-42
- [9] **De Renzo, D.J.**, 1983. Cogeneration Technology and Economics for The Process Industries, Energy Technology Review, Noyes Data Corp., No:81
- [10] **Schroedter, B.**, 1993. Cogeneration With Gas Engines and Gas Turbines, MAN Dezentrale GmBH, Presentation
- [11] **Brown, J. P.**, 1994. Steam Turbines, Gas Turbines and Combined Cycles, İstanbul First International Cogeneration Conference
- [12] **H.G. Stoll**, 1985. Cogeneration, Reston Pub. Co
- [13] **Larson, E., Williams, R.**, 1987. Steam Injected Gas Turbines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 109, 55-63

- [14] **Wilkinson W. B.**,1988. Cogeneration Engineering and Design, McGraw-Hill,
Bölüm 4
- [15] **Myers, Marcellino, Wohlschlegel**, 1992. Flexibility and Economics of
Combustion Turbine Based Cogeneration Systems, Proceeding of the American
Power Conference, Vol 17, No:5, 485-491
- [16] **Bathie, W.**, 1984. Fundamentals of Gas Turbines, John Wiley Sons
- [17] **Wilkinson, B, W., Barnes, R, W.**, 1993. Cogeneration of Electricity and Useful
Heat, Crc Press, Florida
- [18] **Chiogioji, M. H.**, 1979. Industrial Energy Conservation, Marcel Dekker Inc.
- [19] **Georgiou, D.**, 1989. The Gas Turbine Jet Pump Coupling In Cogeneration
Plant, Heat Recovery Systems and CHP, Vol.9, No:2, 143-149
- [20] **Limaye, D.R.**, 1992. Planning Cogeneration Systems, The Format Press.
Atlanta, 100-102
- [21] **Kehlhitfer, R.**, 1980. A Comparison of Power Plants for Cogeneration of Heat
and Electricity, Brown Boveri Rev., 8-80, 504-511
- [22] **Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M.,Georgiou, D.**, 1996. Thermal Design
and Optimization, John Wiley&Sons Inc.
- [23] **Bejan, A.**, 1998. Advanced Engineering Thermodynamics
- [24] **Huang, F. F.**, 1990. Performance Evaluation of Selected Combustion Gas
Turbine Cogeneration Systems Based on First and Second-Law Analysis,
Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol.112/117
- [25] **Çubukçu, F.**, 1998. Visual Basic 6
- [26] **Yanık, M.**, 1998. Visual Basic ile Veri Tabanı Programcılığı

EK-A

Tablo A.1 Elementlerin özgül entalpi ve entropi hesaplarında kullanılan sabitler

Formülü	H ⁺	S ⁺	a	b	c	d
N ₂ (g)	-9.982	16.203	30.418	2.544	-0.238	0
O ₂ (g)	-9.589	36.116	29.154	6.477	-0.184	-1.017
H ₂ (g)	-7.823	-22.966	26.882	3.586	0.105	0
CO ₂ (g)	-413.886	-87.078	51.128	4.368	-1.469	0
H ₂ O(g)	-253.871	-11.750	34.376	7.841	-0.423	0
H ₂ O(l)	-289.932	-67.147	20.355	109.198	2.033	0
CH ₄ (g)	-81.242	96.731	11.933	77.647	0.142	-18.414

Tablo A.2 Elementlerin 298.15 K ve 1.019 atm basıncıda sahip oldukları standart kimyasal ekserjileri, $\bar{e}^{CH}$ (kJ/kmol)

Formülü	Model I
N ₂ (g)	639
O ₂ (g)	3,951
H ₂ (g)	235,249
CO ₂ (g)	14,176
H ₂ O(g)	8,636
H ₂ O(l)	45
CH ₄ (g)	824,348

101 191

ÖZGEÇMİŞ

1973 yılında Edremit’te doğdu. 1991 yılında Kadıköy Anadolu Lisesini bitirdikten sonra aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümüne devam etti ve 1995 yılında mezun oldu.

Halen İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü’nde Makine Mühendisliği Anabilimdalı Enerji Bölümünde yüksek lisans eğitimine devam etmektedir.

