

168478

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ÇOK AMAÇLI ENERJİ ÜRETİM SİSTEMLERİNİN TERMOEKONOMİK OPTİMİSAZYONU

Makine Yük. Müh. Burhanettin ÇETİN

**F.B.E Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makineleri Programında
Hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 07 Mart 2005

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Recep ÖZTÜRK (YTÜ)

İkinci Tez Danışmanı : Prof. Dr. Bahri ŞAHİN (YTÜ)

Jüri Üyeleri

: Prof. Dr. Ahmet Rasim BÜYÜKTÖR (İTÜ)

: Prof Dr. İsmail TEKE (YTÜ)

: Prof Dr. Ahmet R. BAYÜLKEN (İTÜ)

: Prof Dr. Olcay KINCAY (YTÜ)

İSTANBUL, 2005

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖNSÖZ.....	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xiv
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	6
2.1 Enerji Depolama	6
2.2 Kombine Çevrim ve Kojenerasyon Sistemi.....	10
2.3 Değerlendirme ve Oluşturulan Model	19
3. TERMODİNAMİK ANALİZ.....	21
3.1 Basit Gaz Türbini Grubu(Brayton Çevrimi).....	21
3.1.1 Gerçek ve Klasik Hesaplama Yöntemi.....	21
3.1.2 Net Güç ve Termik Verim	24
3.1.3 Gaz Türbini Grubunun Termodinamik Analizi	27
3.1.3.1 Türbin Giriş Sıcaklığının Net Güç ve Termik Verime Etkisi.....	27
3.1.3.2 Türbin ve Kompresör İzentropik Verimlerinin Net Güç ve Termik Verime Etkisi.....	32
3.1.3.3 Basınç Kayıp Parametresinin Net Güç ve Termik Verime Etkisi	36
3.2 Kombine Çevrim Sistemi.....	36
3.2.1 Kombine Çevrim Sisteminin Gücü ve Verimi.....	38
3.2.2 Kombine Çevrim Sisteminin Termodinamik Analizi.....	40
3.2.2.1 Türbin Giriş Sıcaklığının Kombine Çevrim Gücü ve Verimine Etkisi	41
3.2.2.2 Minimum Sıcaklık Farkının Kombine Çevri Gücü ve Verimine Etkisi	44
3.2.2.3 Kazan Basıncının Kombine Çevrim Gücü ve Verimine Etkisi	46
3.2.2.4 Kızgın Buhar Sıcaklığının Kombine Çevri Gücü ve Verimine Etkisi.....	49
4. TERMOEKONOMİK ANALİZ.....	50
4.1 Kombine Çevrim Sisteminin Termoeconomik Analizi	50
4.1.1 Elektrik Enerjisi Üretim Maliyeti Hesabı	51
4.1.2 Yatırım Maliyeti	52
4.1.2.1 Gaz Türbini Grubu Yatırım Maliyeti.....	52
4.1.2.2 Buhar Türbini Grubu Yatırım Maliyeti	53

4.1.2.3	Direk İnşaat Bedeli	53
4.1.2.4	İnşaat Süresince Eskalasyon Yükü	53
4.1.2.5	İnşaat Süresince Faiz Yükü.....	54
4.1.2.6	Toplam Yatırım Maliyeti	55
4.1.2.7	Yıllık Sermaye Maliyeti.....	55
4.1.3	Yıllık Yakıt Maliyeti.....	56
4.1.4	Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyeti.....	57
4.1.5	Termoekonomik Değerlendirme.....	57
4.1.5.1	Türbin Giriş Sıcaklığının Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi	57
4.1.5.2	Türbin ve Kompresör İzotropik Verimlerinin Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi.....	60
4.1.5.3	Minimum Sıcaklık Farkının Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi	62
4.1.5.4	Yakıt Fiyatının Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi	64
4.1.5.5	Kazan Basıncının Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi	66
4.1.5.6	Kızgın Buhar Sıcaklığının Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi.....	68
4.1.5.7	Hava Debisinin Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi.....	69
4.1.5.8	Diğer Parametrelerin Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi	71
5.	ARA BUHAR ALMALI KOMBİNE ÇEVİRİM(KOJENERASYON) SİSTEMİ	72
5.1	Termoekonomik Analiz	72
5.1.1	Ara Buhar Maliyetinin Hesabı.....	73
5.2	Termoekonomik Değerlendirme.....	76
5.2.1	Kompresör Basınç Oranının Birim Isı Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi.....	76
5.2.2	Kazan Basıncının Birim Isı Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi	80
5.2.3	Kızgın Buhar Sıcaklığının Birim Isı Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi.....	82
6.	TRİJENERASYON	83
6.1	Termoekonomik Analiz	83
6.1.1	Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi ile Soğuk Su Üretimi.....	84
6.1.2	ASS ile Birim Soğuk Su Üretim Maliyeti Hesabı	85
6.1.3	Mekanik Soğutma Sistemi ile Soğuk Su Üretimi	88
6.1.4	Termoekonomik Değerlendirme.....	89
6.1.4.1	Düşük Kapasite	90
6.1.4.2	Orta Kapasite	92
6.1.4.3	Yüksek Kapasite	94
7.	KOMBİNE ÇEVİRİM SİSTEMİNİN ÇEVRE SICAKLIK ANALİZİ	97
7.1	ASS'li ve Enerji Depolamalı(ED) Kombine Çevrim Sistemi	102
7.1.1	Termoekonomik Değerlendirme.....	109
8.	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	114
	KAYNAKLAR	120
	ÖZGEÇMİŞ	124

SİMGE LİSTESİ

c_{ph}	Havanın sabit basınçta özgül ısısı(kJ/kgK)
c_{pg}	Yanma ürünlerinin sabit basınçta özgül ısısı(kJ/kgK)
$c_{p,su}$	Suyun sabit basınçta özgül ısısı(kJ/kgK)
c_{vh}	Havanın sabit hacimde özgül ısısı(kJ/kgK)
c_{vg}	Yanma ürünlerinin sabit hacimde özgül ısısı(kJ/kgK)
k_h	Havanın özgül ısı oranı
k_g	Yanma ürünlerinin özgül ısı oranı
R_h	Havanın ideal gaz sabiti(kJ/kgK)
R_g	Yanma ürünlerinin ideal gaz sabiti(kJ/kgK)
H_u	Yakıtın alt ısı değeri(kJ/kg)
q	Özgül ısı sarfiyatı(kJ/kWh)
$\dot{W}_{GT}$	Gaz türbini gücü(kW)
$\dot{W}_{KOMP}$	Kompresör gücü(kW)
$\dot{W}_g$	Gaz türbin grubu net gücü(kW)
$\dot{W}_{BT}$	Buhar türbini gücü(kW)
$\dot{W}_p$	Pompa gücü(kW)
$\dot{W}_b$	Buhar türbini grubu net gücü(kW)
$\dot{W}_k$	Kombine çevrim gücü(kW)
$\dot{W}_{YO}$	Yakıtın ısı gücü veya yanma odasında verilen ısı gücü(kW)
$\dot{W}_{BT,max}$	Maksimum buhar türbini gücü(kW)
$\Delta \dot{W}_{BT,k}$	Kayıp buhar türbini gücü(kW)
$\dot{E}_x$	Ara buharın doyma noktasına kadar olan fiziksel ekserji gücü(kW)
$\dot{E}_{x,su}$	Doyma noktasındaki sıcak suyun fiziksel ekserji gücü(kW)
$\dot{Q}_b$	Ara buharın doyma noktasına kadar verebileceği ısı gücü(kW)
$\dot{Q}_{su}$	Soğuk suyun ısı gücü(kW)
$\dot{Q}_{ASS,max}$	ASS'nin maksimum soğutma kapasitesi(kW)
$\dot{Q}_{ASS,ED}$	Enerji depolamalı ASS'nin soğutma kapasitesi(kW)
$\dot{Q}_{ED,h}$	Enerji depolama sisteminin saatlik soğutma kapasitesi(kWh)
$\dot{Q}_{ED,g}$	Enerji depolama sisteminin günlük soğutma kapasitesi(kWh/gün)
$M_{su,g}$	Tankta depolanacak su miktarı(kg/gün)
V_{ED}	Tank hacmi(m ³ /gün)
E_e	Kombine çevrim sisteminin yıllık ortalama elektrik enerjisi üretimi(kW _e h/yıl)
L_f	Bir değere getirilmiş ortalama şebeke yük faktörü(%)
$\overline{\dot{W}}_{GT}$	Boyutsuz gaz türbini gücü
$\overline{\dot{W}}_{KOMP}$	Boyutsuz kompresör gücü
$\overline{\dot{W}}_g$	Boyutsuz gaz türbin grubu net gücü
$\overline{\dot{W}}_{BT}$	Boyutsuz buhar türbini gücü
$\overline{\dot{W}}_p$	Boyutsuz pompa gücü
$\overline{\dot{W}}_b$	Boyutsuz buhar türbini grubu net gücü

$\dot{W}_k$	Boyutsuz kombine çevrim gücü
S	Boyutsuzlaştırmada kullanılan sabit sayı(kW)
$\dot{m}_g$	Gaz debisi(kg/s)
$\dot{m}_h$	Hava debisi(kg/s)
$\dot{m}_y$	Yakıt debisi(kg/s)
$\dot{m}_b$	Buhar debisi(kg/s)
$\dot{m}_a$	Ara buhar debisi(kg/s)
$\dot{m}_{su}$	Soğuk su debisi(kg/s)
h_1	Kompresör giriş entalpisi(kJ/kg)
h_2	Kompresör çıkış veya yanma odası giriş entalpisi(kJ/kg)
h_3	Gaz türbin giriş veya yanma odası çıkış entalpisi(kJ/kg)
h_4	Gaz türbin çıkışda veya atık ısı kazanına girişde yanma ürünleri entalpisi(kJ/kg)
h_5	Atık ısı kazanına çıkışında yanma ürünleri entalpisi(kJ/kg)
h_6	Atık ısı kazanı girişinde besleme suyu entalpisi(kJ/kg)
h_7	Atık ısı kazanı çıkışında buhar entalpisi(kJ/kg)
h_8	Buhar türbini çıkış entalpisi(kJ/kg)
h_x	P_k basıncında doymuş su entalpisi(kJ/kg)
h_{10}	Ara buhar çekilen noktada buhar entalpisi(kJ/kg)
$h_{10,s}$	Ara buhar basıncında doymuş sıvı entalpisi(kJ/kg)
h_o	Referans hal sıcaklığındaki buhar entalpisi(kJ/kg)
s_o	Referans hal sıcaklığındaki buhar entropisi(kJ/kgK)
s_{10}	Ara buhar entropisi(kJ/kgK)
T_ϕ	Çevre sıcaklığı(K)
$T_{\phi,r}$	Referans çevre sıcaklığı(K)
T_1	Kompresör giriş sıcaklığı(K)
T_2	Kompresör çıkış veya yanma odası giriş sıcaklığı(K)
$TGS=T_3$	Gaz türbin giriş veya yanma odası çıkış sıcaklığı(K)
T_4	Gaz türbin çıkış veya atık ısı kazanı gaz giriş sıcaklığı(K)
T_5	Atık ısı kazanından yanma ürünleri çıkış sıcaklığı(K)
$SGS=T_6$	Atık ısı kazanı girişinde besleme suyu sıcaklığı(K)
$T_7=T_k$	Atık ısı kazanı çıkışında kızgın buhar sıcaklığı(K)
T_{kon}	Kondenser sıcaklığı($P_8=P_{kon}$ basıncındaki suyun doyma sıcaklığı) (K)
$T_x=T_y$	P_k basıncındaki doymuş su sıcaklığı(K)
T_o	Referans hal sıcaklığı(K)
$t_{su,g}$	Soğutma suyu giriş sıcaklığı(°C)
$t_{su,\phi}$	Soğutma suyu çıkış sıcaklığı(°C)
t_s	Soğutma sıcaklığı(°C)
$t_{\phi,or}$	Ortalama çevre sıcaklığı(°C)
$t_{\phi,max}$	Maksimum çevre sıcaklığı(°C)
MSF	Atık ısı kazanında yanma ürünleri ve buhar arasındaki minimum sıcaklık farkı(K)
$\rho_{\phi,r}$	Referans çevre sıcaklığında havanın yoğunluğu(kg/m ³)
ρ_ϕ	Çevre sıcaklığında havanın yoğunluğu(kg/m ³)
ρ_{su}	Suyun yoğunluğu(kg/m ³)
A_g	Kompresör giriş kesiti(m ²)
V_g	Kompresör girişinde ortalama hava hızı(m/s)
$\dot{V}$	Hacimsel debi(m ³ /s)
P_ϕ	Çevre basıncı(bar)
$P_{\phi,r}$	Referans çevre basıncı(bar)

P_1	Kompresör giriş basıncı(bar)
P_2	Kompresör çıkış veya yanma odası giriş basıncı(bar)
P_3	Gaz türbini giriş veya yanma odası çıkış basıncı(bar)
P_4	Gaz türbini çıkış basıncı(bar)
P_5	Atık ısı kazanı çıkışında yanma ürünleri basıncı(bar)
$P_6=P_7=P_k$	Atık ısı kazanı çıkışında buhar basıncı(bar)
$P_8=P_{kon}$	Buhar türbini çıkış basıncı veya kondenser basıncı(bar)
P_o	Referans ölü hal basıncı(bar)
ΔP_{YO}	Yanma odası basınç kaybı(bar)
$\Delta P_{\dot{C}}$	Çıkış basınç kaybı(bar)
ϵ_{YO}	Yanma odası basınç kayıp parametresi
$\epsilon_{\dot{C}}$	Çıkış basınç kayıp parametresi
P_{rc}	Kompresör basınç oranı
P_{rt}	Türbin basınç oranı
P_a	Ara buhar basıncı(bar)
$\eta=\eta_{tis}=\eta_{cis}$	Türbin ve kompresör izentropik verimi
η_b	Yanma verimi
η_g	Gaz türbini grubu termik verimi
η_k	Kombine çevrim verimi
$\eta_{ti}=\eta^*$	Buhar türbini iç verimi
I	Yatırım maliyeti(\$)
I_d	Direk inşaat bedeli(\$)
I_k	Toplam yatırım bedeli(\$)
I_r	Referans soğutma ve enerji depolama sisteminin yatırım maliyeti(\$)
K_r	Referans soğutma ve enerji depolama sisteminin kapasitesi(tons ve galon)
K	Yatırım maliyeti aranan soğutma ve enerji depolama sisteminin kapasitesi(tons)
m	Kapasite-maliyet üssü
C_k	Sabit yıllık sermaye maliyeti(\$/yıl)
C_f	Yıllık yakıt maliyeti(\$/yıl)
a	Amortisman katsayısı
$Y(t)$	t yılına ait eskalasyonsuz harcama miktarı(\$)
$y(t)$	Yıllık harcama dağılım yüzdesi(%)
$Y_e(t)$	Eskale edilmiş yıllık harcama miktarı(\$)
EY	Eskalasyon yükü(\$)
$T(t)$	Faiz yükü de dahil olmak üzere ödenmesi gereken toplam borç(\$)
FY	Faiz yükü(\$)
n	Santral ömrü(yıl)
L	İnşaat süresi(yıl)
$L+1-t$	Faiz periyodu(yıl)
e	Yıllık eskalasyon oranı(%)
i	Faiz oranı(%)
r	İskonto oranı(%)
β	Eskalasyon ve faiz yük katsayısı
H	Yıllık işletme süresi(h/yıl)
F	Yakıt fiyatı(\$/kg)
g_k	Birim elektrik enerjisi üretim maliyetleri içindeki sermaye maliyetlerinin payı(cent/kW _e h)
g_f	Birim elektrik enerjisi üretim maliyetleri içindeki yakıt maliyetlerinin payı(cent/kW _e h)
g	Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti(cent/kW _e h)

g_b	Santral çıkışında buhar için birim ısı maliyeti(cent/kW _φ h)
$g_{b,ex}$	Ara buharın birim ekserji maliyeti(cent/kW _e h)
$g_{d,su}$	Doymuş sıcak su için birim ısı maliyeti(cent/kW _φ h)
$g_{b,g}$	Santral çıkışında buhar için gerçek birim ısı maliyeti(cent/kW _φ h)
$g_{su,b}$	Birim soğuk su üretim maliyeti içindeki buhar maliyetlerinin payı(cent/kW _{se} h)
$g_{su,k}$	Birim soğuk su üretim maliyeti içindeki yatırım maliyetlerinin payı(cent/kW _{se} h)
$g_{su,el}$	Birim soğuk su üretim maliyeti içindeki elektrik maliyetlerinin payı(cent/kW _{se} h)
g_{su}	Birim soğuk su üretim maliyeti(cent/kW _{se} h)
COP	Performans katsayısı
α	Ekserji-elektrik maliyet oranı



KISALTMA LİSTESİ

GT	Gaz türbini
KOMP	Kompresör
YO	Yanma odası
BT	Buhar türbini
KON	Kondenser
AIK	Atık ısı kazanı
GG	Gaz türbini grubu
BG	Buhar türbini grubu
P	Pompa
J	Jeneratör
ASS	Absorpsiyonlu soğutma sistemi
MSS	Mekanik soğutma sistemi
ED	Enerji depolama
EÜM	Ekserji üretim maliyeti
TESTIAC	The thermal energy storage for combustion turbine inlet air-cooling
TGS	Gaz türbin giriş sıcaklığı
TÇS	Gaz türbin çıkış sıcaklığı
BSS	Besleme suyu sıcaklığı
MSF	Minimum sıcaklık farkı
EKF	Enerji kullanma faktörü
MODEST	Model for optimization of dynamic energy systems with time dependent compenents and boundary conditions
ÖEMY	Özgöl ekserji maliyet yöntemi
MOPSA	Modified productive structure analysis of thermal system

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 3.1 Basit gaz türbini modeli	21
Şekil 3.2 Kompresör basınç oranı ile net gücün değişimi	22
Şekil 3.3 Kompresör basınç oranı ile termik verim değişimi	23
Şekil 3.4 Kompresör basınç oranı ile türbin çıkış sıcaklığının değişimi	23
Şekil 3.5 Kompresör basınç oranıyla net gücün değişimi	28
Şekil 3.6 Kompresör basınç oranıyla termik verimin değişimi	28
Şekil 3.7 Net gücün termik verimle değişimi	29
Şekil 3.8 Kompresör basınç oranı ile türbin çıkış sıcaklığının değişimi	29
Şekil 3.9 Türbin çıkış sıcaklığı ile gücün değişimi	30
Şekil 3.10 Türbin çıkış sıcaklığı ile termik verimin değişimi	30
Şekil 3.11 Kompresör basınç oranı ile net gücün değişimi	32
Şekil 3.12 Kompresör basınç oranı ile termik verimin değişimi	33
Şekil 3.13 Net gücün termik verimle değişimi	33
Şekil 3.14 Kompresör basınç oranıyla türbin çıkış sıcaklığının değişimi	34
Şekil 3.15 Türbin çıkış sıcaklığı ile net gücün değişimi	34
Şekil 3.16 Türbin çıkış sıcaklığı ile termik verim değişimi	35
Şekil 3.17 Net gücün termik verimle değişimi	36
Şekil 3.18 Kombine çevrim tesis modeli	37
Şekil 3.19 Atık ısı kazanı sıcaklık diyagramı	40
Şekil 3.20 Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi	41
Şekil 3.21 Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi	42
Şekil 3.22 Kombine çevrim gücünün verimle değişimi	43
Şekil 3.23 Kompresör basınç oranı ile buhar türbini net gücünün değişimi	43
Şekil 3.24 Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi	44
Şekil 3.25 Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi	45
Şekil 3.26 Kombine çevrim gücünün verimle değişimi	45
Şekil 3.27 Kompresör basınç oranı ile buhar türbini net gücünün değişimi	46
Şekil 3.28 Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi	47
Şekil 3.29 Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi	47
Şekil 3.30 Kombine çevrim gücünün verimle değişimi	48
Şekil 3.31 Kompresör basınç oranı ile buhar türbini net gücünün değişimi	49
Şekil 4.1 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	58
Şekil 4.2 Türbin giriş sıcaklığı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	59
Şekil 4.3 Kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	59
Şekil 4.4 Kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	60
Şekil 4.5 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	60
Şekil 4.6 İzentropik verim ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	61
Şekil 4.7 Kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	61
Şekil 4.8 Kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	62
Şekil 4.9 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	63
Şekil 4.10 Minimum sıcaklık farkı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	63
Şekil 4.11 Kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	64
Şekil 4.12 Kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	64
Şekil 4.13 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	65
Şekil 4.14 Yakıt fiyatı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	66
Şekil 4.15 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	66
Şekil 4.16 Kazan basıncı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	67
Şekil 4.17 Kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	67
Şekil 4.18 Kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	68

Şekil 4.19 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi.....	68
Şekil 4.20 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi.....	69
Şekil 4.21 Hava debisi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	70
Şekil 4.22 Kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	70
Şekil 4.23 Kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi.....	71
Şekil 5.1 Ara buhar almalı kombine çevrim(kojenerasyon) sistemi	72
Şekil 5.2 Ara buhar basıncı ile kayıp güç değişimi	77
Şekil 5.3 Ara buhar basıncı ile ekserji değişimi	78
Şekil 5.4 Ara buhar basıncının santral çıkışında buhar için birim ısı enerjisi üretim maliyetiyle değişimi	78
Şekil 5.5 Ara buhar basıncının santral çıkışında buhar için gerçek birim ısı enerjisi maliyetiyle değişimi	79
Şekil 5.6 Ara buhar basıncı ile kayıp gücün değişimi	80
Şekil 5.7 Ara buhar basıncı ile ekserji değişimi	81
Şekil 5.8 Ara buhar basıncı ile santral çıkışında buhar için birim ısı enerjisi üretim maliyeti değişimi	81
Şekil 5.9 Ara buhar basıncı ile santral çıkışında buhar için gerçek birim ısı enerjisi üretim maliyeti değişimi	82
Şekil 6.1 ASS'li kombine çevrim sistemi.....	85
Şekil 6.2 MSS'li kombine çevrim sistemi	88
Şekil 6.3 ASS ve MSS için kapasite-özlük yatırım maliyet ilişkisi	90
Şekil 6.4 Tek etkili ASS ve MSS için ara buhar basıncı ile soğuk su üretim maliyetinin değişimi.....	91
Şekil 6.5 Çift etkili ASS ve MSS için ara buhar basıncı ile soğuk su üretim maliyetinin değişimi	92
Şekil 6.6 Tek etkili ASS ve MSS için ara buhar basıncı ile soğuk su üretim maliyetinin değişimi	93
Şekil 6.7 Çift etkili ASS ve MSS için ara buhar basıncı ile soğuk su üretim maliyetinin değişimi	94
Şekil 6.8 Tek etkili ASS ve MSS için ara buhar basıncı ile soğuk su üretim maliyetinin değişimi	95
Şekil 6.9 Çift etkili ASS ve MSS için ara buhar basıncı ile soğuk su üretim maliyetinin değişimi	96
Şekil 7.1 Çevre sıcaklığı ile gaz türbin net gücünün değişimi	99
Şekil 7.2 Çevre sıcaklığı ile buhar türbini net gücünün değişimi.....	99
Şekil 7.3 Çevre sıcaklığı ile kombine çevrim gücünün değişimi	100
Şekil 7.4 Çevre sıcaklığı ile gaz türbin termik veriminin değişimi	100
Şekil 7.5 Çevre sıcaklığı ile kombine çevrim veriminin değişimi.....	101
Şekil 7.6 Çevre sıcaklığı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	102
Şekil 7.7 ASS'li ve enerji depolamalı(ED) kombine çevrim sistemi	104
Şekil 7.8 Günlük sıcaklık dağılımı	105
Şekil 7.9 Enerji depolama sisteminin kullanımı	107
Şekil 7.10 Enerji depolama sisteminin kapasite-özlük yatırım maliyet ilişkisi.....	109
Şekil 7.11 Çevre sıcaklığı ile buhar türbini net gücünün değişimi.....	110
Şekil 7.12 Çevre sıcaklığı ile gaz türbini net gücünün değişimi	110
Şekil 7.13 Çevre sıcaklığı ile gaz türbini termik veriminin değişimi	111
Şekil 7.14 Çevre sıcaklığı ile kombine çevrim gücünün değişimi	112
Şekil 7.15 Çevre sıcaklığı ile kombine çevrim veriminin değişimi.....	112
Şekil 7.16 Çevre sıcaklığı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi	113

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Hesaplamada kullanılan termodinamik büyüklükler.....	27
Çizelge 3.2 Termik verimi maksimum yapan optimum değerler.....	31
Çizelge 3.3 Gücü maksimum yapan optimum değerler.....	31
Çizelge 3.4 Termik verimi maksimum yapan optimum değerler.....	35
Çizelge 3.5 Gücü maksimum yapan optimum değerler.....	35
Çizelge 3.6 Buhar türbini grubuna ait termodinamik büyüklükler.....	40
Çizelge 3.7 Kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum değerler.....	42
Çizelge 3.8 Kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum değerler.....	46
Çizelge 3.9 Kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum değerler.....	48
Çizelge 4.1 Harcama dağılım modeli	54
Çizelge 5.1 Termodinamik büyüklükler	76
Çizelge 6.1 ASS ve MSS için kapasite-maliyet değerleri	87
Çizelge 7.1 Enerji depolama sistemi için kapasite-maliyet değerleri	108



ÖNSÖZ

Bu tez çalışması esnasında, konunun tespitinden tezin bitimine kadar her aşamasında yardım, bilgi ve birikimlerini esirgemeyen değerli hocalarım Prof.Dr. Bahri ŞAHİN, Prof.Dr. İsmail TEKE, Prof.Dr. Recep ÖZTÜRK, Prof.Dr. Ahmet Rasim BÜYÜKTÜRK, Dr. Hasan Hüseyin ERDEM ve Dr. Süleyman Hakan SEVİLGİN'e, uzakta olsalar da hep yanımda hissettiğim, çalışmalarım sırasında beni sürekli motive eden sevgili aileme ve eşime en içten teşekkürlerimi bir borç bilirim.



ÖZET

Enerji üretim sistemleri için, termodinamik açıdan optimum olan değerler her zaman ekonomik olmayabilir. Aynı şekilde ekonomik açıdan optimum olan değerler de, termodinamik açıdan her zaman uygun olmayabilir. Bu nedenle, hem termodinamik hem de ekonomik çözümler birlikte ele alınarak, optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesi gerekir. Bunu gerçekleştirmek için kullanılan en uygun yöntemlerden biri de, termoekonomik analizdir.

Bu tez çalışmasında, kombine çevrim sistemleri farklı şekillerde(sadece elektrik üretiminin olduğu durum, kojenerasyon ve trijenerasyon) modellenip termoekonomik analizi yapılarak, dizayn parametrelerinin optimum değerlerinin bulunması amaçlanmıştır. Öncelikle, ele alınan modeller için termodinamik analizler yapılmıştır. Termodinamik analizlerde, sistem performansını gösteren güç ve toplam verimin maksimum olduğu dizayn parametreleri araştırılmıştır. Daha sonra, aynı modeller için termoekonomik analizler yapılarak, birim elektrik enerjisi üretim maliyetini minimum yapan optimum dizayn parametreleri belirlenmiştir. İncelemelerde, bütün termodinamik ve termoekonomik ifadeler(güç, verim, elektrik, ısı ve soğuk enerji üretim maliyetleri), basınç, sıcaklık, debi, komponent verimleri gibi termodinamik büyüklükler ile ekonomik ömür, faiz, iskonto ve eskalasyon oranları, inşaat süresi gibi ekonomik büyüklükler cinsinden yazılmıştır. Komponent yatırım maliyetleri de termodinamik büyüklüklere bağlı olarak ifade edilerek, termodinamik ve ekonomik çözümler birlikte yapılmıştır.

Bu çalışmada, ilk olarak basit gaz türbini grubu ve kombine çevrim sisteminin termodinamik analizi yapılarak, optimum dizayn parametreleri belirlenmiştir. İkinci olarak, kombine çevrim sisteminin termoekonomik analizi yapılarak, sadece elektrik enerjisi üretiminin olduğu durum için, birim elektrik enerjisi üretim maliyetini minimum yapan optimum şartlar bulunmuştur. Üçüncü olarak, ara buhar almalı kombine çevrim sistemi için termoekonomik analizler tekrarlanarak, yeni bir yöntemle birim ısı enerjisi üretim maliyeti hesaplanmıştır. Bu yöntemde, ara buhar çekilmesi durumunda elektrik enerjisindeki azalmadan kaynaklanan maliyet, buhara yüklenmiştir. Böylece, birim ısı enerjisi üretim maliyeti birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin fonksiyonu haline getirilmiştir. Dördüncü olarak, kombine çevrim sistemine tek etkili ve çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi ve mekanik soğutma sistemi eklenerek trijenerasyon sistemi elde edilmiş ve birim soğuk su üretim maliyetleri hesaplanmıştır. Böylece, soğutma sistemleri karşılaştırılarak birbirlerine göre avantajlı olduğu durumlar belirlenmiştir. Son olarak da, kombine çevrim sisteminin çevre sıcaklığıyla duyarlılık analizi yapılmış ve sisteme absorpsiyonlu soğutma ve enerji depolama sistemleri eklenerek, güç, verim ve birim elektrik enerjisi üretim maliyeti hesabı verilmiştir.

Visual Basic programlama dilinde yazılan programla oluşturulan modeller çözümlenmiş ve birim elektrik enerjisi için minimum üretim maliyetini veren dizayn parametreleri belirlenmiştir. Ayrıca, oluşturulan model optimum işletme şartlarının belirlenmesinde kullanılabilir şekilde geliştirilmiştir. Modelde gaz türbini grubu, buhar türbini grubu, absorpsiyonlu soğutma sistemi, mekanik soğutma sistemi ve enerji depolama sistemi birer modül olarak düşünülmüş ve bunların farklı kombinasyonları için termoekonomik çözümler elde edilmiştir. Birim ısı enerjisi ve soğuk su üretim maliyetleri, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin fonksiyonu olarak ifade edilmiştir. Dolayısıyla; birim elektrik enerjisi üretim maliyeti minimum yapılmakla, birim ısı enerjisi ve soğuk su üretim maliyetleri de minimum yapılmış olmaktadır.

Anahtar kelimeler: Termoekonomik optimizasyon, kombine çevrim, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti, kojenerasyon, trijenerasyon, enerji depolama sistemleri.

ABSTRACT

The optimum thermodynamic operating parameters are not necessarily always economical in the power plant analysis. Likewise, the economically optimum parameters may also not be feasible thermodynamically. Therefore, the optimum operating conditions should be determined by the consideration of both thermodynamic and economic aspects. One of the most convenient methods for finding optimum operating conditions is the use of thermoeconomic analysis. The application of this analysis to trigeneration systems which involve electricity production, heating and cooling provides for simultaneous evaluation of performance and costs.

In the present study, the combined cycle systems were modeled in different configurations to be analyzed by the thermoeconomic method. The objectives were: 1) to maximize power and total efficiency thermodynamically, and 2) to minimize the cost of electricity thermoeconomically. In the analysis, all thermodynamic and thermoeconomic expressions such as pressure, temperature, flow rate and component efficiency were assigned component values which could be measured .

First, conditions for thermodynamically optimum systems performance for simple gas turbine and combined cycle systems were determined. This was followed by the evaluation of optimum conditions for minimum cost of electricity in combined cycle systems by the method of thermoeconomic analysis. Then, thermoeconomic analysis was used to find the cost of unit heat production as a function of the cost of unit electricity production in combined cycle systems with steam extraction. This was followed by a combination of the combined cycle with single effect and double effect absorption and mechanic cooling systems to obtain a trigeneration system. The unit cold water production cost of this trigeneration system was then determined by the method of thermoeconomic analysis. Finally, the sensitivity analysis of combined cycle towards ambient temperature variation was analyzed and the costs of unit electricity production were compared with those of the trigeneration systems.

The solution of the model developed and the conditions giving minimum unit electricity production costs have been obtained by the computer program written in Visual Basic language. Main structure of the model consists of the modules that are gas turbine grub, steam turbine grub, absorption cooling, mechanic cooling systems and energy storage systems. Using these modules, thermoeconomic solutions of various configurations has been obtained. Unit heat and cool water production costs have been considered as a function of unit electricity production cost. For that reason, obtained minimum unit electricity production cost would give us minimum unit heat and cool water production costs.

Keywords: Thermoeconomic optimization, combined cycle, cost of electricity, cogeneration, trigeneration, energy storage systems.

1. GİRİŞ

Enerji modern yaşamın temel gereksinimlerinden birisi olup, değişikliklere yol açan etken olarak tanımlanabilir. Enerji; elektrik, ısı(ısıtma, soğutma), nükleer, kinetik, potansiyel, manyetik ve kimyasal gibi farklı formlarda olabilir. Bu enerji türlerinin tümünün toplamı, sistemin toplam enerjisini oluşturur. Kişi başına enerji tüketimi ülkelerin gelişmişlik seviyelerini göstermektedir. Ekonomik büyüme, nüfus artış ve sosyal yaşamdaki değişim hızına bağlı olarak, dünyadaki enerji tüketim miktarı da hızla artmaktadır. Gelişmiş ülkelerde enerji tüketimi daha yavaş bir artış gösterirken, Türkiye gibi gelişmekte olan ülkelerde ise enerji tüketimi daha hızlı artmaktadır. Özellikle ısı ve elektrik enerjisi, günlük yaşamda karşılaştığımız en önemli enerji türlerindendir. Birincil enerji kaynaklarının sınırlı ve yakın gelecekte tükenecek olması ve enerji tüketim hızına bağlı olarak artan talepler enerjiyi daha da değerli yapmaktadır. Dünyadaki araştırmalar, birincil enerji kaynaklarını en verimli ve en ucuz şekilde faydalı enerjilere(elektrik, ısı) dönüştüren sistemler üzerine yoğunlaşmıştır. Bu nedenle enerji üretiminde kullanılan teknolojiler giderek önem kazanmaktadır(Erdem, 2002, Sevilgen, 2002).

Son yıllarda, gaz türbinlerinin elektrik üretiminde ve kojenerasyon sistemlerinde kullanımı her geçen gün hızla artmaktadır. Bunun nedenlerinden başlıcaları; kuruluş sürelerinin kısa olması, yatırım maliyetlerinin düşük olması ve çok kısa sürede devreye girip çıkabilmeleridir. Bu da gaz türbinlerinin kullanımlarını yaygınlaştırmaktadır. Gaz türbinlerinin üç uygulama sahası vardır: Basit gaz türbin çevrimi, kojenerasyon sistemleri ve kombine çevrim sistemleri. Basit gaz türbin çevrimlerinin termik verimleri oldukça düşük olmasına rağmen, hızlı devreye girebilmeleri ve yatırım maliyetlerin diğer sistemlere göre düşük olması nedeniyle, pik yüklerin karşılanmasında tercih edilmektedir(Erdem vd., 2003b).

Kojenerasyon sistemleri, yakıttan elektrik ve ısı enerjisi üreten sistemlerdir. Kojenerasyon sistemleri toplam verimlerinin yüksek olması, kullanım yerinde üretim yaparak elektrik üretim ve dağıtım kayıplarını ve iletim-dağıtım hatlarına yapılacak yatırımları azaltmaları, yük değişimlerine hızlı uyum sağlamaları gibi avantajları vardır. Ayrıca, yüksek toplam verimlerinden dolayı yakıt tüketimini düşürerek, hem işletmelerin enerjiye harcadıkları masrafları düşürmekte hem de çevreye atılan emisyonları azaltmaktadır. Kojenerasyon sistemlerin kullanımları, yukarda belirtilen avantajlarından ve konvansiyonel elektrik enerjisi ve ısı enerjisi üretim sistemlerine göre sahip olduğu üstünlüklerinden dolayı, giderek artmaktadır(Erdem vd., 2004).

Kombine çevrim sistemleri, gaz türbinleri ile buhar türbinlerinin beraber kullanıldığı sistemlerdir. Dolayısıyla kombine çevrim sistemi, üst çevrim(brayton çevrimi veya basit gaz türbini çevrimi) ile alt çevrimin(rankine çevrimi veya buhar türbini çevrimi) birleşmesinden oluşmaktadır. Gaz türbini çevrimleri, buhar çevriminden daha yüksek sıcaklıkta çalışırlar. Buharlı güç santrallerinde en yüksek türbin giriş sıcaklığı yaklaşık 620 °C mertebelerinde iken, bu sınır gaz türbinlerinde 1270 °C seviyelerine kadar çıkabilmektedir(Horlock, 1997). Turbojet motorlarında ise yanma odası çıkışındaki sıcaklıklar 1500 °C'nin üzerinde olabilmektedir(Çengel ve Boles, 1989). Gaz türbinlerinde yüksek sıcaklıklara çıkmak için türbin kanatlarında etkin soğutma yapılması ve kanatların seramik gibi yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemelerle kaplanması gerekir. Gaz türbini çevriminde yüksek sıcaklıklara çıkılabilesine rağmen, gazlar türbini çok yüksek sıcaklıklarda terk ettikleri için, yüksek ısı verimlere ulaşamamaktadır(Büyüktür, 1995). Bu nedenle gaz türbin sistemlerinin ısı verimleri, genellikle buhar çevrimli sistemlerin ısı veriminden düşüktür. Kombine çevrim sistemleri, gaz türbin çevrimlerinin üst sıcaklığının yüksek olması ve buhar türbinli çevrimlerin alt sıcaklıklarının düşük olması avantajını birleştirerek, gaz türbinlerini terk eden sıcak gazların, buharlı güç çevriminin ısı kaynağı olarak kullanılmasını sağlarlar. Böylece, gaz türbini çevrimde gazların yüksek sıcaklıkta dışarı atılmasıyla ortaya çıkan dezavantaj ortadan kaldırılmış ve %60'lara varan çevrim verimlerine ulaşılmış olur. 3 yıl gibi kısa bir sürede kurulabilmeleri ve yatırım masraflarının da termik santral, nükleer santral ve hidroelektrik santrallere göre düşük olması(400-600 \$/kW), son yıllarda kombine çevrim santrallerin kullanım sahasını genişletmiştir. Kombine çevrim sistemlerinin verimi bir yandan yüksek kaliteli ekipmanlara, diğer yandan bu komponentlerin optimizasyonuna bağlıdır. Gaz türbin çevrimi, toplam kombine çevrim gücünün 2/3'ünü üretir. Geri kalan 1/3'ü ise, atık ısı kazanlı buhar türbini çevrimi sağlar. Dolayısıyla yüksek performans ve düşük üretim maliyetleri için, komponentlerin optimizasyonu oldukça önemlidir(Casarosa vd., 2004).

Gaz türbin çevrimlerinin performans kriterleri net güç çıktısı ve termik verimdir. Performans değerlerine etki eden dizayn parametreleri ise çevre sıcaklığı(T_c), gaz türbin giriş sıcaklığı(TGS) ve kompresör basınç oranıdır(P_{rc}). Dizayn parametreleri çevrim performansını en üst seviyede sağlayacak şekilde seçilmelidir. Kompresör basınç oranı ve gaz türbin giriş sıcaklığı sistemin çalışması esnasında sabit kalırken, çevre sıcaklığı değişmektedir. Birim akışkan kütlesi için, termik verimi ve net işi maksimum yapan kompresör basınç oranı birbirinden farklı değerler almaktadır. Gaz türbinlerinin termodinamik açıdan dizaynı, ya termik verimi veya gücü maksimum yapan kompresör basınç oranına göre, yada bu iki değer arasındaki bir kompresör

basınç oranına göre yapılır. Çevrimin maksimum sıcaklığının artması, her basınç oranında net işi ve termik verimi artırır. Fakat çevrimin maksimum sıcaklığının değeri, gaz türbininde kullanılacak malzemeye göre belirlenir (Erdem vd., 2003b).

Performansa etki eden diğer parametre ise çevre şartlarıdır. Çevre şartları olarak alınan basınç, sıcaklık ve bağıl nem dizayn şartlarından bağımsız olup, tamamen gaz türbininin kullanılacağı yere bağlıdır. Gaz türbinlerinin dizayn hesaplamalarında ISO standart çevre şartı olarak deniz seviyesi, 288K(15°C) ve % 60 bağıl nem alınır. Çalışma şartlarının bu değerlerden farklı olması performansı artırır yada azaltır. Basınç ve nemin değişimi ve etkisi, sıcaklığa göre daha azdır(Ameri, 2005). Bu nedenle de performans üzerine en fazla etki sıcaklık değişimi ile olur. Özellikle sıcak iklime sahip olan bölgelerde sıcaklığın artması, gaz türbinlerinden elde edilecek gücü azaltmakta ve termik verimi düşürmektedir. Buna karşılık çevre sıcaklığının dizayn noktasının altında olması performans değerlerini iyileştirir. Bu nedenle gaz türbinlerinin yıl boyunca ölçülen performans değerleri, kullanıldığı bölgedeki ortalama çevre sıcaklıklarına bağlıdır. Farklı iklim bölgelerinde gaz türbin dizayn parametrelerinin farklı seçilmesi, daha iyi performans ile kullanımlarını sağlayacaktır. Böylece çevre şartlarının değişmesinden kaynaklanan performans ve üretim kayıpları en aza indirilmiş olur. Gaz türbinlerinin dizaynında standart çevre şartları alınır ve belirlenen gaz türbin giriş sıcaklığına göre en uygun performansı veren basınç oranı belirlenir (Erdem, 2003b).

Bu çalışmada, yukarda belirtilen gerekçelerden dolayı öncelikle basit gaz türbin grubu ve sadece elektrik enerjisi üretiminin dikkate alındığı kombine çevrim sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Değişken parametreler olarak ise, gaz türbini grubu için gaz türbin giriş sıcaklığı, kompresör basınç oranı, basınç kayıpları ve türbin ve kompresör izentropik verimleri, buhar türbini grubu için ise, atık ısı kazanında elde edilecek buharın termodinamik şartları gözönüne alınmıştır. Gaz türbininde egzoz gazlarının çıkış sıcaklığı(TÇS), atık ısı kazanına(AIK) yani buhar çevrimine gazların giriş sıcaklığı olarak alınarak, değişken parametrelere bağlı olarak elde edilmiştir. Dolayısıyla AIK'da elde edilen buhar miktarı kompresör basınç oranı, hava debisi ve türbin giriş sıcaklığı ile, elde edilmek istenen buharın termodinamik özelliklerinin(basınç, sıcaklık) fonksiyonu olarak ifade edilebilmektedir. Sonuçta, bütün güç ve verim ifadeleri değişken parametrelere bağlı olarak elde edilerek, bu parametreler için optimum termodinamik şartlar belirlenmeye çalışılmıştır. Analizin daha genel olması için, güç ifadeleri referans çevre şartlarına göre boyutsuz yapılmıştır.

Termodinamik analiz bir sistemin sadece performansını değerlendirir. Dolayısıyla yeni bir sistem dizayn edilirken ya da mevcut bir sistem analiz edilirken, sadece termodinamik analiz

değerlendirme için yeterli olmaz. Amaç sadece termodinamik verimi maksimum yapmaksa, sistemin toplam maliyeti çok yüksek olabilir. Çünkü termodinamik analizde maliyetler dikkate alınmamaktadır. Ya da tam tersi olarak, sadece maliyetler minimum yapmak istendiğinde sistem performansı çok düşebilir(Bejan, 1995). Bu nedenle, termodinamik analiz ile maliyet etkisi birlikte değerlendirilerek optimum dizayn şartlarının belirlenmesi gerekir. Böylece, sistemin önce termodinamik analizi yapıp, daha sonra da maliyet analizi ile ekonomik şartlar belirlenerek, hem termodinamik açıdan, hem de ekonomik açıdan en uygun çözümler elde edilir. Bu da, termoeconomik analiz kavramının temelini oluşturur.

Termoeconomik analizin amacı, birim elektrik enerjisi üretim maliyetlerini minimum yapmaktır. Dolayısıyla termoeconomik analizle belirlenecek birim elektrik enerjisi üretim maliyetleri, santrallerin değerlendirilmesinde ve birbiriyle karşılaştırılmasında kullanılabilir.

Elektrik enerjisi maliyeti üç kısımdan oluşmaktadır: üretim, taşıma ve dağıtım. Bu çalışmada, toplam maliyetin önemli bir kısmını oluşturan üretim maliyeti, yani santral çıkışındaki elektrik enerjisi üretim maliyeti esas alınmıştır. Belirli bir bölgeye kurulması düşünülen alternatif santraller içinde en uygun olanının seçilmesi amacıyla yapılan ekonomik değerlendirme ve karşılaştırmanın, sadece enerji üretim maliyetine göre yapılması yeterli olmaktadır. Çünkü belirli bir bölgeye kurulması düşünülen alternatif santraller için aynı taşıma ve dağıtım maliyeti söz konusudur. Dolayısıyla, taşıma ve dağıtım maliyetinin ekonomik karşılaştırma sonuçlarına bir etkisi olmayacaktır. Fakat, göz önüne alınan alternatif santrallerin teknik özellikleri nedeniyle, farklı bölgelerde kurulması gerekebilir. Bu durumda taşıma ve dağıtım maliyetleri de dikkate alınarak, bir ekonomik değerlendirme yapılmalıdır (Aybers ve Şahin, 1995).

Elektrik enerjisi üretim maliyetini hesaplayabilmek için santrale yapılan masrafların bilinmesi gerekir. Bu masraflar sırasıyla; toplam yatırım masrafları, işletme başladıktan sonra olan yakıt ve işletme-bakım masraflarıdır. Yatırım masrafları bir kez yapılır ve işletmenin çalışma süresinden bağımsızdır. Yakıt masrafları işletmede kullanılan sistemin tipine, yakıt cinsine, yakıtın fiyatına ve yakıtın ısı değerine bağlıdır. Bu masraf grubu, sistemin çalışma süresine bağlı olarak değişmektedir. İşletme ve bakım masrafları ise işletmenin çalışma süresine bağlı olarak değişen bakım giderleri ile, personel v.b. gibi sabit giderlerin toplamından oluşur. Sabit ve değişken maliyetlerin birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içindeki paylarının değeri, santrallerin karşılaştırılmasında oldukça önemlidir. (Erdem vd., 2004, Erdem, 2002, Aybers ve Şahin, 1995).

Alternatif elektrik enerjisi üretim tesislerinin birim elektrik enerjisi üretim maliyetleri içindeki yatırım, yakıt, işletme ve bakım maliyetlerinin ağırlıkları farklı olup, en büyük pay yakıt maliyetlerine aittir. Basit gaz türbinli sistemlerde yük faktörünün 0.80 olması durumunda, yakıtın toplam maliyet içerisindeki payı % 85.83'tür. Buna karşılık yatırım payı % 8.77 ve işletme ve bakım payı da % 5.41'dir. Kombine çevrim sistemlerde ise yük faktörünün 0.80 olması durumunda, toplam maliyet içerisinde yakıtın payı % 70.24 iken yatırım payı % 22.75 ve işletme ve bakım payı %7.01'dir. İşletme ve bakım maliyetlerinin toplam maliyet içindeki payı, sermaye maliyeti ve yakıt maliyetinin payına göre oldukça düşüktür(Erdem ve Sevilgen, 2002). Dolayısıyla termoekonomik optimizasyonda işletme ve bakım maliyetlerinin ihmal edilmesi, optimum sonuçları çok fazla değiştirmemektedir. Bu nedenle; incelemelerde işletme ve bakım maliyetlerin etkisi hesaba katılmamıştır.



2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

2.1 Enerji Depolama

Liu ve Wang (2002), optimal bir çözüm için soğuk depolama tankı ve çillerin seçimi ve hesaplanmasında yeni bir yaklaşım sunmuşlardır. Optimal çözüm ile işletme maliyetleri minimum yapılmakta ve en ekonomik soğuk depolama sistemi belirlenmektedir. Optimal çözüm elde etmek için ilk önce matematik bir model oluşturulmuştur. OPTION yazılım programı kullanılarak, matematik model çözülmüş ve işletme maliyetini minimum yapan çözümler bulunmuştur. Bu çözümler, en uygun çözüm olarak isimlendirilmiştir. En uygun çözümler analiz edilerek ilk yatırım maliyeti hesaplanmış ve konvansiyonel iklimlendirme sistemleriyle karşılaştırılmıştır. En kısa geri ödeme zamanlı en uygun çözüm, optimal çözüm olarak seçilmiştir. Liu ve Wang, soğuk depolama sistemlerinin, soğuk depolamasız konvansiyonel iklimlendirme sistemleriyle karşılaştırıldığında; işletme maliyetlerinde tasarruf sağlarken, daha yüksek bir ilk yatırıma sahip olduklarını belirtmişlerdir. Bu çalışmada önerilen metot, buz depolama sistemi, faz değişim depolama sistemi ve benzeri sistemler gibi herhangi bir tank, çiller tipi ve soğuk depolama sistemi için kullanılabilir. Farklı tipte çiller ve tank kullanıldığı zaman OPTION programındaki bazı parametreler, çiller ve tank işletme karakteristiğine göre değişmektedir.

Domanski ve Fellah (1998), termoekonomik optimizasyon tekniği olarak tersinmezlik oranı maliyeti ve depolama sistemi maliyeti arasındaki farkı almışlar ve duyulur ısı enerji depolama sistemlerinin tam doldurma ve boşaltma çevrimlerini tanımlamak için, termoekonomik analizlerin uygulanmasının avantajlarını göstermişlerdir. Çalışmanın amacı; ısı enerji depolama sistemlerinin işletme, bakım ve kendi minimum toplam maliyetleri içerisindeki, depolama sistemlerinin maliyetlerini bulmaktır. Çalışmada, optimum ısı transfer ünitesi sayısı(NTU), doldurma zamanı ve ikinci kanun verimi üzerine, farklı parasal değerlerin etkileri grafiklerle gösterilmiştir. Sonuçların karşılaştırılması yalnızca ekserji analizine dayanmaktadır ve bu sonuçlar ısı enerji depolama sistemlerinin işletilmesi ve dizaynı için böyle bir yaklaşımın avantajını gösterir. Sonuç olarak; sermaye maliyetlerinin toplam maliyete etkisi göz ardı edildiği zaman, ekserji ve termoekonomik analizlerden elde edilen NTU ve ikinci kanun veriminin optimum değerlerinin birbirine yaklaştığı vurgulanmıştır.

Ameri, Hejazi ve Montaser (2005), İran'da pik elektrik talebini karşılamak için gaz türbini kullanıldığını, fakat; sıcak mevsimlerde yüksek çevre sıcaklıklarından dolayı bu gaz türbinlerinin hava debisinin, gücünün ve veriminin çok düştüğünü belirterek, bu sorunun

çözülmesi için gaz türbinine girişte, havanın soğutulması gerektiğini söylemişlerdir. Bu amaçla, gaz türbini pik kapasitesini artırmak için, türbin giriş havasının soğutulmasında ısııl enerji depolama (TESTIAC) kullanımı üzerinde durmuşlar ve mekanik çiller kullanan soğuk su depolama ve buz depolama sistemlerini içeren birkaç uygulama yapmışlardır. Bu sistemlerde, suyun duyulur ısısı veya buzun gizli ısısı bir tankta depolanmakta ve ısııl enerji depolama kullanılarak, sıcak saatlerde kompresör giriş havası soğutulmaktadır. TESTIAC sistem, pik saatlerde giriş havasını soğutmak için, gece ucuz pik dışı elektriğini kullanmakta ve çevre sıcaklığını 45 °C'den yaklaşık 7 °C'ye kadar düşürebilmektedir. Ameri vd.; iç faiz oranını %17, dış faiz oranını %7, ekipman ömrünü 20 yıl ve pik dışı saatlerdeki elektrik fiyatını 2,5 cent/kWh olarak bir ekonomik değerlendirme yapmışlar ve çalışmalarının sonunda su depolama sistemlerinin buz depolama sistemlerinden daha ekonomik olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, TESTIAC sistem kullanılarak gaz türbin kapasitesinde %13,6 civarında bir artış sağlanabileceğini söylemişlerdir. Bu çalışma, sadece gaz türbiniyle sınırlıdır. Soğuk su ise mekanik çillerle üretilmektedir. Oysa; gaz türbini çevrimine buhar türbininin eklenmesiyle elde edilen kombine çevrim sistemi ele alınıp, bu sisteme ilave edilen mekanik çiller veya apsorpsiyonlu soğutma makinesi ile gaz türbini girişinde çevre havasının soğutulmasının, termodinamik ve termoeconomik analizi yapılabilir. Böylece; kombine çevrim sisteminde mekanik çiller ve apsorpsiyonlu soğutma makinesi kullanımını, termodinamik ve termoeconomik açıdan karşılaştırma imkanı olabilir.

Rosen, Dincer ve Pedinelli (2000), soğuk enerji depolamanın temel prensibini açıklamışlar ve soğutma kapasitesi için tam bir çevrim(doldurma, boşaltma ve depolama) düşünerek, soğuk ısııl enerji depolama sistemlerinin termodinamik performansını, ekserji ve enerji analizlerini kullanarak değerlendirmişlerdir. Sonuç olarak; ekserji analizinin bir soğuk ısııl enerji depolama sisteminin performans ve verimliliğinde, konvansiyonel enerji analizinden daha gerçekçi ve anlamlı sonuçlar sağladığını göstermişlerdir. Çalışmalarında maliyetlerle ilgili bir analiz yapmamışlardır. Dolayısıyla bu çalışmada maliyet kısmı bir eksikliklerdir.

Sarı (1996), kolektörlerden toplanan güneş enerjisini(ısııl enerji) gizli ısı şeklinde depolayan enerji deposunun, enerji ve ekserji analizini teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Deneyler kış mevsiminde güneşli günlerde yapılmıştır. Çalışmada, deponun yükleme-boşaltma periyotlarına ait toplam enerji ve ekserji değişimleri ile enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Elde edilen deneysel sonuçlar, literatürlerdeki bağıntılar kullanılarak bulunan teorik sonuçlarla karşılaştırılmış ve deneysel sonuçların teorik sonuçlarla uyduğu gösterilmiştir. Sonuç olarak enerji ve ekserji verimleri beklenenden biraz düşük çıkmıştır. Bu

verim düşüşünün nedeninin ise; depodaki plastik kutuların ısı iletim katsayılarının düşük olmasından kaynaklandığını belirtmiştir. Bu çalışmada da maliyet kısmı eksik kalmıştır. Çalışmanın daha orijinal olması için maliyet hesaplarının da yapılması gerekirdi.

Rosen, Pedinelli ve Dinçer (1999), soğuk ısı depolama uygulamalarının dayandığı temel prensibi; gün içerisinde elektriğin daha pahalı olduğu zamanlardaki soğutma ihtiyacını karşılamak için, gece boyunca ucuz pik dışı elektriği kullanarak soğuk kütle oluşturup bunu depolamak ve daha sonra gün içerisinde soğutma ihtiyacını karşılamak için bu soğuk kütleyi kullanmak olarak açıklamışlardır. Ekserji ve enerji analizlerini kullanarak soğuk ısı depolama sistemlerinin termodinamik performansını incelemişlerdir. Bunun için dört farklı ısı depolama sistemi ele almışlardır. Her bir sistem için doldurma, depolama ve boşaltmayı tam bir çevrim gibi düşünmüşler ve sistemleri enerji ve ekserji açısından analiz etmişlerdir. Sonuç olarak; soğuk ısı depolama sistemlerinin verim ve performansının değişik faktörlere bağlı olduğunu, enerji analizinin ise bu faktörlerin hepsini dikkate almadığını, bu nedenle yetersiz olduğunu, enerji analizinin yerine ekserji analizinin kullanılmasının daha doğru sonuçlar vereceğini göstermişlerdir.

Tanaka, Tomita ve Okumiya (2000), ticari ve konut binaları için üç tip bölgesel ısıtma ve soğutma sistemi seçmişler ve enerji tüketimlerini hesaplamak için bir simülasyon programı geliştirerek sistemlerin performans analizini yapmışlardır. Birinci sistem, mekanik çiller ve gaz yakıtlı kazan olan konvansiyonel sistemdir. Bu referans sistem olarak düşünülmüştür. Alternatif olarak düşünülen diğer iki sistem ise, kısa dönem ısı geri kazanım ve sezonsal su termal depolamalı ısı geri kazanım sistemleridir. Bu iki sistem alan soğutma ve ısıtmadan elde edilen atık ısıyı kullanır. Üç sistemde de konutlar için sıcak su kaynağı olarak güneş enerjisi düşünülmüştür. Sistemlerin karşılaştırılmasında kriter olarak, birincil enerji analizine dayanan sistem performans katsayısı alınmıştır. Buna göre, referans sistemle karşılaştırıldığında sezonsal su termal depolamalı ısı geri kazanım sistemi enerji tüketimini yaklaşık %26, kısa dönem ısı geri kazanım sistemi ise %16 düşürmüştür. Çalışmada, ısı geri kazanım sisteminin dizaynında soğutma-ısıtma talep dengesinin sistem performansının hesaplanmasında önemli faktör olduğu vurgulanmış ve bu nedenle farklı yük değerleri için hassas bir analiz yapılmıştır. Sonuçlar, ısıtma-soğutma talep yükleri iyi dengelendiğinde performans artışı sağlanabileceğini, sezonsal depolama tankının kullanma faktörünün artırılabilceğini ve tank hacminin düşürülebileceğini göstermiştir. Bu çalışma sadece termodinamiğin birinci kanununa dayanmaktadır. Termodinamiğin ikinci kanununu ve maliyetle ilgili analizler yapılmamıştır. Bu analizlerin de yapılmasıyla daha anlamlı sonuçlar elde edilebilir.

Dinçer ve Rosen (2001), konvansiyonel soğutma sistemlerinde kullanılan en önemli iki komponentin, suyu veya diğer bazı akışkanları soğutan çiller ve soğuk akışkanı soğutucudan soğuk havanın kullanıldığı yerleşim bölgelerine taşıyan dağıtıcı sistem olduğunu belirtmişlerdir. Konvansiyonel soğutma sistemlerinde çiller sadece soğuk hava istendiği zaman çalıştırılmaktadır. Enerji depolamalı soğutma sistemlerinde ise çiller, soğutma ihtiyacının olmadığı zamanlarda da çalıştırılır. Dolayısıyla bu sistemlerde, soğutma kapasitesi üretilir ve pik saatlerin dışında(özellikle de gece) depolanarak gün boyunca bu soğutma etkisi kullanılabilir. Çalışmada; ısı enerji depolama sistemleriyle pik zamanlardaki elektrik kullanımını düşürebilmek için üç temel stratejiden bahsedilmiştir: tam, tama yakın ve kısmi depolama. Kısmi depolamada ekipman boyutları küçülmekte ve çiller sıcak günlerde sürekli çalışmaktadır. Tam depolamada ise, çiller daha sıcak günlerde bile pik saatler boyunca çalışmaz. Kısmi depolama ve tam depolamanın her ikisinin de avantajlarından yararlanmak için tama yakın depolama yapılabilir. Burada çiller pik saatlerde seviye düştüğünde çalışır. Çalışmada, soğutma kapasitesi ve uygulamaları için ısı enerjisi depolama sistemleri enerji korunumu, çevresel etkiler ve ekonomiklik yönünden incelenmiş ve enerji kullanımı ve çevresel kirlilik seviyelerindeki muhtemel azalmalar detaylı olarak karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, ekserji analizinin ısı enerji depolama sistemlerinin verim ve performansının hesaplanmasında, konvansiyonel enerji analizinden daha gerçekçi ve anlamlı sonuçlar verdiğini göstermişlerdir. Ayrıca; ısı enerji depolama sistemlerinin kullanımının enerji tüketimini azaltarak verimi artırdığını, fosil yakıtların tüketim hızını yavaşlattığını ve çevreye olan zararlı emisyonları(CO_2 , SO_2 , NO_x ve CFCs) da düşürdüğünü belirtmişlerdir.

El-Dessouky ve Al-Juwayhel (1997), faz değişim malzemesi kullanan ısı depolama sistemlerinin ikinci kanun verimi ve entropi üretim sayısı üzerine, farklı işletme ve dizayn parametrelerinin etkisini incelemişlerdir. Parametre olarak, iş akışkanı reynolds sayısını, ısı transfer malzemesi ve iş akışkanının termo-fiziksel özelliklerini, ısı değiştiricisinin özgül ısı transfer alanını ve iş akışkanı giriş sıcaklığını almışlardır. Geliştirdikleri analizin uygulamasını bir örnekle göstermişlerdir. Isı depolama malzemesi olarak; ısı transfer akışkanı su yada hava iken ya parafin mumu, yada calsium chloride hexahydrate($\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$)'ı almışlardır. Yaptıkları analiz sonucunda; su-mum kullanan ısı enerji depolama sisteminin maksimum ikinci kanun verimine sahip olduğunu, minumum ikinci kanun veriminin hava- $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ sisteminden elde edildiğini ve ikinci kanun veriminin reynolds sayısı, ısı transfer alanı ve iş akışkanı giriş sıcaklığının artışıyla arttığını göstermişlerdir.

Gong ve Mujumdar (1997), faz değişim malzemeleri kullanarak gizli ısı depolama

sistemlerinde, enerji yükleme ve boşaltma işlemlerinin termodinamik analizini yapmışlardır. Bu analiz, faz değişim malzemelerinin erime noktasının sabit sıcaklığını bir ısıl rezervuar kabul eden, faz değişim malzemeleri modeline dayanmaktadır. Isıl enerji depolama sisteminin ekserji veriminin, hem doldurma hem de boşaltma işlemindeki sıcaklıklara olduğu kadar, sistemde kullanılan faz değişim malzemelerinin ve ısı transfer ünitelerinin sayısına(NTU) bağlı olduğunu belirtmişlerdir. İki, üç ve beş faz değişim malzemesi kullanan ısıl enerji depolama sistemleri için analizler yapmışlardır. Sonuç olarak; tek faz değişim malzemesi kullanan sistemlerle karşılaştırıldığında, birden fazla faz değişim malzemesi kullanan sistemlerde ekserji veriminin artırılabilceğini ve ısıl depolama sisteminin dizaynında sistem verimliliğini artırmak için, uygun erime noktasına sahip faz değişim malzemesi seçiminin önemli olduğunu vurgulamışlardır. Bu analiz, sadece gizli ısı etkileriyle ve faz değişim malzemesinin erime noktasının optimizasyonu ile sınırlıdır. Diğer termo-fiziksel özelliklerin ve maliyetin de etkileri araştırılmalıdır.

Bıyıkoglu (1992), duyulur ısı enerji depolama sistemlerini termodinamiğin ikinci kanununa göre analiz etmiştir. Çalışmanın amacı; enerjiyi depolamak ve daha sonra bunu kullanmak için(termodinamik açıdan), duyulur ısı enerji depolama sistem dizaynını analiz etmek ve sistemdeki tersinmezlikleri minimize etmek için çeşitli işletme parametrelerine göre optimum çalışma şartlarını belirlemektir. Parametre olarak transfer ünitelerinin sayısı(NTU), boyutsuz depolama zamanı ve boyutsuz gaz giriş sıcaklığı alınmıştır. Bunun için sıvı banyosunda ekserji depolaması ve daha sonra bu ekserjinin çekilmesi işlevini görecek bir model geliştirmiştir. Basınç kayıpları da göz önüne alınarak sistemdeki tersinmezlikler bulunmuştur. Çalışmanın sonucu olarak; incelenen sistemin depolama prosesi boyunca giren ekserjinin yaklaşık %70-90'nını kaybettiğini, dolayısıyla ısıl enerji depolama sistemlerinin ikinci kanun verimlerinin oldukça düşük olduğu vurgulanmıştır.

2.2 Kombine Çevrim ve Kojenerasyon Sistemi

Diğer ve Al-Muslim (2001), ara kızdırmalı buhar türbin santraline termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu uygulamışlardır. Sisteme ait bütün elemanlar için kütle, enerji ve ekserji denge denklemlerini yazmışlar ve güç çıktılarını, ekserji kayıplarını, ısıl ihtiyaçları ve tersinmezlikleri belirlemişlerdir. Parametre olarak kazan basıncı ve sıcaklığı ile ara buhar miktarı ve net işi almışlar, 400-590 °C ve 100-150 bar aralığında enerji ve ekserji verim değişimlerini incelemişlerdir. Ara kızdırma basıncı kazan basıncının %19'u ve alçak basınç türbinindeki basınç düşüşünün yüksek basınç türbinindeki %20'si olduğu kabul edilmiştir.

Türbin ve pompa verimleri %90 alınmıştır. Çekilen ara buhar basıncı 1,5 bar, kondanser basıncı 0,07 bar ve kondansere giriş sıcaklığı 39 °C olarak kabul edilmiştir. Sonuç olarak; ekserji veriminin enerji veriminden daha yüksek olduğunu, maksimum enerji ve ekserji verimlerinin 140 bar basıncında olduğunu ve çekilen ara buharla ekserji veriminin düştüğünü gösterilmiştir. Çalışma sadece termodinamik analizi içermektedir. Maliyetin etkisi dikkate alınmamıştır. Bu da çalışmada bir eksiklik oluşturmaktadır.

Silveira ve Tuna (2003), kojenerasyon santrallerinin termoekonomik analizini yapmışlardır. Çalışmada, hava ve yanma ürünleri ideal gaz kabul edilmiş ve yanma odası dışındaki tüm komponentlerin adyabatik olduğu düşünülmüştür. Amaç fonksiyonu olarak, termodinamiğin ikinci kanununa dayanan ekserji üretim maliyetinin(EÜM) minimizasyonunu esas almışlardır. EÜM hesabında proses buharı ve elektrik üretimi sabit alınmıştır. Optimizasyonda değişken olarak; buhar türbini kullanılması durumunda kazan çıkışındaki buharın basıncı ve sıcaklığı, gaz türbini kullanılması durumunda ise basınç oranı, türbin egzoz gazı çıkış sıcaklığı ve kütleli debi alınmıştır. Komponentlerin ve ürünlerin sermaye maliyetlerini hesaplamak için gerekli denklemler ise, bu karar değişkenlerinin fonksiyonu olarak ifade edilmiştir. Model ilk olarak basit rankine çevrimine, daha sonra da rejeneratörlü gaz türbin kojenerasyon sistemine uygulanmıştır. Hesaplamalar yapılırken önce her bir komponentin çıkışındaki maliyet bulunmuş ve bu bir sonraki komponentin giriş maliyeti olarak alınmıştır. Sonuç olarak da amaç fonksiyonunu oluşturan buharın, elektriğin ve yanma ürünlerinin ekserji üretim maliyetleri bulunmuş ve basit rankine çevrimi ve rejeneratörlü gaz türbin kojenerasyon sistemi için minimum maliyeti veren şartlar elde edilmiştir. Çalışmada, Sao Paulo'daki çok amaçlı bir kimya endüstrisinin gerçek verileri kullanılarak da, modelin uygulaması gösterilmiştir. Bu çalışmada, proses buharı ve elektrik üretimi sabit alınmıştır. Dolayısıyla değişken yüklere cevap vermemektedir. Oysa gerçek uygulamalarda buhar ve elektrik yükleri değişkendir. Değişken yüklere cevap verebilen bir model daha anlamlı olabilirdi.

Marrero, Lefsaker, Razani ve Kim (2002), kombine gaz-buhar-amonyak çevrimli tesisin ikinci kanun analizini yapmışlardır. Brayton çevrimi ile çalışan gaz türbini grubuna ilave edilen atık ısı kazanından elde edilen buharla çalışan Rankin çevrimli buhar türbin grubu ve buna ilave edilen amonyak çevrimli türbin grubuna birinci ve ikinci kanun verimlerini yazarak simülasyonunu yapmışlardır. Parametre olarak; kompresör basınç oranı, gaz türbin giriş sıcaklığı, türbin ve kompresör izentropik verimleri, atık ısı kazanındaki minimum sıcaklık farkı, atık ısı kazanı ve rejeneratör verimlerini almışlar ve bunlara bağlı olarak tersinmezlikleri ve ikinci kanun verimindeki değişiklikleri incelemişlerdir. Türbin giriş

sıcaklığındaki artışın yanma odasındaki tersinmezlikleri artırdığını, yanma odasına enjekte edilen buhar miktarıyla tersinmezliklerin arttığını, atık ısı kazanındaki minimum sıcaklık farkının çevrim verimine çok az etki ettiğini ve üçlü çevrimle verimin %60'lara çıktığını ifade etmişlerdir.

Şahin (1994), kombine çevrim tesisin termik verimi ve yatırım maliyeti üzerinde önemli bir etkiye sahip olan atık ısı kazanının(AIK) optimizasyonun, kombine çevrim tesisinin dizayn aşamasında yada mevcut bir gaz türbini tesisinin kombine çevrim tesisine dönüştürülmesi aşamasında yapılabileceğini, dizayn aşamasında daha kapsamlı bir optimizasyon yapmanın mümkün olacağını belirtmiştir. Bu nedenle, kombine çevrim tesisinin dizayn aşamasında AIK'nın optimum ısı transfer alanını araştırmıştır. Ayrıca, mevcut bir gaz türbini tesisinin kombine çevrim tesisine dönüştürülmesi durumunda ise, gaz türbini çevrimindeki mevcut termodinamik şartlar esas alınıp, sadece buhar türbini çevrimi kısmında bir optimizasyona gidilerek AIK'nın optimum ısı transfer alanının ve optimum buhar türbini gücünün belirlenebileceğini söylemiştir. Şahin, çalışmasında kombine çevrim tesisini oluşturan gaz türbini ve buhar türbini çevriminin etkin termodinamik parametrelerine göre, tesisin termik veriminin, güç çıktısının ve AIK ısı transfer alanının değişimlerini incelemiştir. Kombine çevrim tesislerinde AIK'nın ısı transfer alanını etkileyen en önemli parametreler olarak; kompresör basınç oranı, AIK'da akışkanlar arasında oluşan minimum sıcaklık farkı, gaz türbini çıkışındaki gazın miktarı ve termodinamik şartları ile elde edilmek istenen buharın miktarı ve termodinamik şartları alınmıştır. Termodinamik analizde göz önüne alınan gaz ve buhar türbini termodinamik şartlarında, termik verim ve ısı transfer alanı yönünden en uygun basınç oranı 12 olarak elde edilmiştir. Elde edilen termodinamik analiz sonuçları, yakıt ve yatırım masrafları ile ilgili olarak yapılan ekonomik analiz sonuçları ile birlikte değerlendirilerek, optimum ısı transfer alanı ile optimum buhar türbini/gaz türbini güç oranları belirlenmeye çalışılmıştır. Termodinamik ve ekonomik analizde analitik bir yöntem kullanıldığı için, gaz ve buhar türbini girişindeki termodinamik şartların değişmesi durumunda, yeni optimum çözümler kolaylıkla elde edilebilmektedir.

Pak ve Suziki (1997), gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinin bölgesel ısıtma ve soğutma için kullanımını ekserji açısından değerlendirmişlerdir. Çalışmalarında atık ısı kazanlı gaz türbin grubu, buhar enjekteli gaz türbin grubu ve kombine çevrim santrallerini belirli bir güç ve ısı için analiz etmişler ve değişik ısı ihtiyaçları için sistemlerin termodinamiğin ikinci kanununa göre değerlendirmesini yapmışlardır. Isı oranı arttığında buhar enjekteli sistemin ekserji veriminin artmasına karşın, kombine çevrim ekserji veriminin düştüğünü belirtmişlerdir.

Ayrıca, buhar enjekteli sistemin maksimum ekserji veriminin maksimum ısı oranında olduğunu, kombine çevrim sisteminde ise maksimum ekserji veriminin en düşük ısı oranında olduğunu göstermişlerdir.

Teke (1992), ısıl proseslerden atmosfere atılan akışkan sıcaklıklarının, atılan akışkanın yerine alınan taze akışkan sıcaklıklarından genelde yüksek olduğunu, bunun ise tesiste sürekli olarak enerji kaybına neden olduğunu ve uygun ısı değiştiriciler kullanarak atmosfere atılan akışkandaki enerji miktarının azaltılabileceğini vurgulamıştır. Fakat; atılan enerjinin bir maliyeti olduğu gibi atılan bu enerjinin geri kazanılması için kullanılacak ısı değiştiricilerinin de bir maliyetinin olması gerektiğini belirtmiştir. Bunun için, atmosfere atılan akışkanlardaki enerjinin ekonomik olarak geri kazanılması için karşı akışlı bir ısı değiştiricisi öngörmüş ve en ekonomik ısı değiştirici alanını bulmak üzere bir diyagram geliştirmiştir. Diyagramdaki E değeri; birim yüzey maliyeti, kârlılık yüzdesi, kullanma süresi, yakıtın ısı değeri, kazan verimi, toplam ısı transfer katsayısı, atık ve taze akışkanların ısı değiştiriciye giriş sıcaklıkları, yıllık kullanma süresi ve yakıt fiyatından elde edilen bir sabittir. E değeri aynı zamanda, atık ve taze akışkan ısı kapasiteler oranı(C) ve transfer birimi NTU' un fonksiyonu olarak da diyagramda gösterilmiştir. E sabiti yardımıyla, diyagramdan atık akışkan ısı değiştiricisinin en ekonomik NTU değeri ve en ekonomik ısı transfer alanı kolayca elde edilebilmektedir. Ekonomik ısı değiştirici alanı bulunurken, ilk yatırım ve enerji masrafları tamamen para olarak ele alınıp, bunların aynı kârlılıktaki işlere yatırılması durumunda belirli zaman sonraki değerleri hesaplanmıştır. Enerji ve yatırım masrafları toplamının minimum olduğu ısı değiştirici alanı en ekonomik ısı değiştirici alanını vermektedir. Bu çalışmada ekonomiklik kriteri olarak, ısı değiştirici kullanılmasıyla tasarruf edilecek enerjinin parasal değeriyle, ısı değiştirici yatırım masrafları farkını maksimum yapan değer alınmıştır.

Feng ve Cai (1998), kojenerasyon santralleri için iyi bir termodinamik performans kriterinin sadece sistemlerin enerji kullanım etkisinin değerlendirilmesini değil, aynı zamanda ısı ve elektriğin maliyet paylarını da belirtmesi gerektiğini, mevcut kriterlerin ise bu konuda yetersiz kaldığını vurgulamışlar ve yeni bir performans kriteri tanımlamışlardır. Daha sonra literatürlerde geçen dört tane mevcut kriteri ele alarak, yeni kriterle karşılaştırmasını yapmışlardır. Mevcut kriterlerden birincisi, enerji kullanma faktörüdür(EKF). Enerji kullanma faktörü; kojenerasyon santralında üretilen güç ile çevreye atılan ısının toplamının kojenerasyon santralına giren yakıt enerjisine oranı olarak tanımlanmıştır. EKF'de, iş ve ısı arasında nitelik olarak fark olamadığı, ve aynı zamanda farklı sıcaklıktaki ısıların da aynı olduğu kabul edilmiştir. EKF bir kojenerasyon sistemini değerlendirmek için kullanıldığı

zaman, daima karşı basınçlı türbin grubu en iyi çıkmaktadır. Bu yüzden EKF'nin güvenilir bir kriter olmadığını belirtmişlerdir. İkinci kriter; kojenerasyon sisteminde, ayrı bir kazanda üretilmesi gereken ısı enerjisi bedavaya elde edildiğinden, yakıt tüketiminin düşeceğini ifade eden yapay termal verim tanımıdır. Yani; kojenerasyon sistemlerinde sağlanan bedava atık ısıdan dolayı, yakıt tüketimi bu sistemlerde düşmektedir. Yapay termal verim ifadesinin, farklı sıcaklıklardaki faydalı ısılar arasında ayırım yapmadığı için uygun bir kriter olmadığını belirtmişlerdir. Üçüncü kriter, yakıt enerji tasarruf oranıdır. Bu oran, kojenerasyon sisteminde belirli bir elektrik ve ısı yükünü elde etmek için gerekli olan yakıt miktarı ile, bu yükün konvansiyonel ısı ve güç sistemlerinde ayrı olarak üretilmesi durumunda harcanması gereken yakıt miktarı arasındaki karşılaştırmayı içermektedir. Bu kriterin eksikliği ise, kojenerasyon sisteminde üretilen ısı ve elektrik enerjisinin maliyet paylarını dikkate almamasıdır. Dördüncü kriter, ekserji parametrelili enerjinin nitelik farkını tanımlayan ekserji verimidir. Ama gerçekte hem ekserji hem de anerji ısıtmada kullanıldığından, ısıtmadaki anerjinin etkisinin tamamen ihmal edilmesi kojenerasyon sistemlerin enerji kullanım etkisinin doğru bir şekilde değerlendirilmesini zorlaştırır. Feng ve Cai, mevcut kriterlerdeki tüm bu olumsuzlukları ortadan kaldırmak için ısıtmada kullanılan anenerjinin etkisi gibi, farklı sıcaklıklardaki ısılar ve ısı ile iş arasındaki nitelik farkını dikkate alan yeni bir kriter tanımlamışlar ve adına da kojenerasyon verimi demişlerdir.

Benelmir ve Feidt (1998), kojenerasyon sistemlerine olan yatırımların konvansiyonel sistemlerden daha fazla olduğunu, ama kojenerasyon sistemlerin geri ödeme zamanının daha kısa, kârının ise daha fazla olduğunu vurgulayarak, ısı ve elektrik üreten kojenerasyon sistem ve aynı enerji kaynağını kullanarak aynı miktarda ısı üreten konvansiyonel sistemi, elektrik üretiminin minimum maliyeti için incelemişlerdir. Elektrik üretim maliyetini, kojenerasyon sistemin elektrik verimine ve ısı üretiminden dolayı konvansiyonel sistemin ve kojenerasyon sistemin genel verimine bağlı olarak ifade etmişlerdir. Fakat elektrik üretim maliyetini hesaplarken yatırım, işletme ve bakım maliyetlerinin etkisini dikkate almamışlardır. Yatırım, işletme ve bakım maliyetlerinin ihmal edilmesi bu çalışmadaki bir eksikliktir. Benelmir ve Feidt, mevcut üç kojenerasyon sistemine termoeconomik analiz yapmışlar ve güçlü bir enerji yönetim stratejisinin eksikliğinden dolayı bu sistemlerin yeteri kadar kârlı olmadığını göstermişlerdir. Ayrıca çalışmada, kojenerasyon sistemlerin yatırım maliyeti, daha kısa geri ödeme zamanının olması için konvansiyonel elektrik üretim sistemlerinin yatırım maliyetlerinin %64'ünü geçmemesi gerektiği vurgulanmıştır.

Franco ve Russo (2002), mevcut teknolojileri kullanarak kombine çevrim sisteminin toplam

verimini %60'a çıkarabilme ihtimali üzerinde durmuşlar ve kombine çevrim sistemlerinin mevcut performanslarını alt çevrim(buhar çevrimi) ve atık ısı kazanının(AIK) işletme parametrelerinin optimizasyonu, basit bir şekilde nasıl geliştirilebileceğini göstermişlerdir. Bu amaçla tüm santralin analizinde ilk adım olarak, hem termodinamik hem de termoeconomik amaç fonksiyonu seçerek, AIK'nın optimizasyonunu yapmışlardır. Termodinamik optimizasyonda ekserji kayıplarının minimizasyonunu, termoeconomik optimizasyonda ise AIK'nın maliyeti ve ekserji kayıplarının maliyetlerinin toplamından oluşan toplam maliyetlerin minimizasyonunu amaç fonksiyonu olarak almışlardır. Minimum sıcaklık farkını düşürerek ve ısı transfer yüzeyini artırarak termoeconomik optimizasyon uygulamasının santralin termal verimini %60'lara çıkarabileceğini göstermişlerdir.

Casarosa, Donatini ve Franco (2004), atık ısı kazanlı kombine çevrim sistemlerinde toplam faydalı gücün $2/3$ 'nün gaz çevriminde(üst çevrim), geri kalan $1/3$ 'ünün ise buhar çevriminde(alt çevrim) üretildiğini, bu nedenle de atık ısı kazanı optimizasyonunun, özellikle buhar çevriminde elde edilen gücü maksimum yapmak için, kombine santral dizaynında oldukça önemli olduğunu belirterek, AIK işletme parametrelerinin optimizasyonunu yapmışlardır. İşletme parametreleri olarak; basınç seviyelerinin sayısı, basınç, kütleli debi oranı ve AIK'na giriş sıcaklığını almışlar ve bu parametreleri analitik veya nümerik metotlara uygun amaç fonksiyonunu minimize eden hem termodinamik hem de termoeconomik analizler aracılığıyla belirlemişlerdir. Termodinamik analiz, minimum sıcaklık farkı metodu yerine, sıcak ve soğuk akışlar arasındaki sıcaklık farkından dolayı sadece tersinmezlikleri hesaba katan ısı ekserji kayıplarının minimizasyonunu amaçlar. Basınç kayıplarından kaynaklanan ekserji kayıpları çok küçük olduğu için ihmal edilmiştir. Termoeconomik analiz ise, toplam AIK maliyetinin minimizasyonunu esas almaktadır. Çalışmalarında, tek basıncılı AIK ile toplam güç çıktısının yaklaşık % 30'unun buhar türbininde üretildiğini, çift basınç düzenlemesi ile buhar çevriminin güç çıktısının %10'a kadar artırılabilirliğini ve üç basınç seviyeli AIK ile ilave %3'lük bir güç artışı sağlanabileceğini göstermişlerdir. Sonuç olarak da, AIK'da en iyi ısı geri kazanımını sağlamak için 1'den fazla basınç seviyesi kullanılması gerektiğini ve gaz türbini performansında önemli artış olmaksızın %60 toplam verime ulaşılabilirliğini vurgulamışlardır.

Huan, Hung ve Chen (2000), buhar enjekteli gaz türbin gruplu kojenerasyon sistemine ekserji analizi uygulamışlardır. Sistemde ikinci ürün olarak çok amaçlı soğutma hedeflemişlerdir. Komponentlere kütle, enerji ve ekserji denge denklemlerini yazarak ekserji kayıplarını belirlemişlerdir. Parametre olarak kompresör basınç oranı, enjekte edilen buhar oranı, buhar

sıcaklığı ve besleme suyu miktarını alarak, birinci ve ikinci kanun verimlerini yazmışlar ve ısı-güç oranını hesaplamışlardır. Sisteme yoğunluk kompresörü ilave edip, dışarıya atılan yoğunluk suyunu sisteme dahil ederek aynı hesapları tekrarlamışlardır. Fakat bunun sistemin birinci ve ikinci kanun verimini değiştirmedeğini görmüşlerdir. En fazla ekserji bozunumunun yanma odasında, en fazla ekserji kaçağının da bacada olduğunu belirtmişlerdir.

Liszka, Manfrida ve Ziebig (2003), orta kapasiteli bir çelik endüstrisinde kurulu olan, endüstriyel kombine ısı-güç santralının modernizasyonunu yapmışlardır. Amaç fonksiyon olarak, tüm santralın yıllık kârının ve buhar çevrim veriminin maksimum yapılması alınmıştır. Optimizasyon problemi iki aşamalı işlem gibi çözülmüştür. İlk olarak optimize edilecek parametrelerin muhtemel her kombinasyonu için, duman gazından maksimum ısı geri kazanımını sağlayan ısı transfer alanlarının dağılımını bulmak amacıyla, minimum sıcaklık farkı metodu uygulanmıştır. Minimum sıcaklık farkı metoduyla, sabit tüm akış verileriyle sistemin minimum ısı transfer alanının bulunabileceğini, ama bu çözümün ısı değiştiricilerin sayısının artmasından dolayı ekonomik açıdan her zaman optimal olmayacağını belirtmişlerdir. Isı değiştiricilerin sermaye maliyeti, sabit ilk maliyeti ve alana bağlı komponent maliyetini içermektedir. İlk maliyet düşüşü yüzey artışına neden olursa, minimum sıcaklık farkı metoduyla hesaplanmış daha düşük ısı değiştirici sayılı sistem, daha iyi ekonomik çözüm sağlayabilmektedir. İkinci adım olarak da, yıllık kâr ve buhar çevrim verimini maksimum yapan amaç fonksiyonları çözülmüştür. Yıllık kâr fonksiyonu, AIK/buhar çevrim sisteminin yıllık ekonomik etkisinin karşılığıdır. Gerçek kâr getiren para akışının sabit kısımları(duman gazı için giderler ve bölgesel ısı satışından gelen gelirler), yıllık kâr fonksiyonuna dahil edilmemiştir. Yıllık kâr fonksiyonu, elektrik satışından elde edilen gelir, pompalar için satın alınan elektrik gideri ve sermaye ve bakım maliyetlerinin yıllık iskontosundan oluşmaktadır. Çalışmada tüm yatırımların krediyle ödeneceği düşünülmüştür. Sermaye maliyetlerinin yıllık oranı ise, iskonto yapılmış kredi taksidindeki gibi düşünülmüştür. Hesaplarda iskonto oranı %17, yıllık işletme ve bakım maliyet oranı %3 ve duman gazı ve doymuş su arasındaki minimum sıcaklık farkı 15 K olarak alınmıştır. Sonuç olarak; ekonomik optimizasyon sonuçlarının, elektrik fiyatı ve sermaye maliyetlerinin değerine karşı çok hassas olduğu gösterilmiştir. Termodinamik optimizasyon sonuçları ise, işletme parametrelerinin optimizasyonu ile çok basınçlı AIK kullanılarak, performans artışı sağlanabileceğini göstermiştir.

Valdes, Duran ve Rovira (2003), genetik algoritma kullanarak tek basınçlı, iki ve üç basınçlı

gaz türbinli kombine çevrim güç santralının termoekonomik optimizasyonunu yapmışlardır. Birim ürün maliyetlerini minimum ve yıllık kârı maksimum yapan iki amaç fonksiyonu düşünmüşlerdir. İki amaç fonksiyondan elde edilen sonuçlar, daha sonra en iyi optimizasyon stratejisini bulmak için karşılaştırılmıştır. Atık ısı kazanının(AIK) santralin en önemli elemanı olduğunu, bu nedenle AIK dizaynının tüm santralin maliyetini ve verimini önemli ölçüde etkileyeceğini belirtmişlerdir. Çalışmalarında seçilen gaz türbininin çıktısını(örneğin kütleli debi ve duman gazı çıkış sıcaklığı), AIK dizaynı için giriş verisi olarak kullanmışlardır. Optimizasyon işleminde, AIK'nın termodinamik parametreleri değişken olarak alınmıştır. Bu değişkenler; basınç seviyelerinin sayısı, AIK'daki ön ısıtıcı, ekonomizer, evaporatör ve aşırı kızdırıcıların sayısı, minimum sıcaklık farkı ve ısıtıcılardaki gaz ve buhar sıcaklık farkıdır. Çalışmada, sınır şartları olarak AIK çıkışında duman gazı sıcaklığının 100 °C'nin üzerinde olduğu ve buhar türbininin son basamağında da nem oranının %16'dan düşük olduğu kabul edilmiştir. Çalışmada, sermaye maliyeti iki terimden oluşmaktadır. Birincisi, gaz türbinli kombine çevrim güç santralının karakteristiği olan sabit maliyetlerdir(gaz türbini, buhar türbini ve AIK sabit maliyetleri). İkincisi ise, optimizasyon işlemi boyunca AIK dizayn parametrelerindeki değişikliklerden dolayı, ısı transfer alanının değişme ihtimaliyle ilişkili maliyettir. Bu da toplam ısı transfer katsayısı ve AIK alanına bağlı sabit bir maliyettir. AIK'daki alan artışına bağlı olarak buhar türbini boyutları da artmaktadır. Bu çalışmada, sermaye maliyetlerine AIK'daki alan artışıyla ilişkili maliyet dahil edilmiş olmasına rağmen, buhar türbinindeki boyut artışıyla ilişkili maliyet dahil edilmemiştir. Toplam sermaye maliyetleri içinde, buhar türbini sermaye maliyetinin payı da önemlidir. Buhar türbinindeki boyut artışıyla ilişkili maliyetin sermaye maliyetlerine dahil edilmemesi, bu çalışmadaki eksikliklerdir. Bu maliyetler de hesaba katıldığında daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilir.

Henning (1997), ulusal ve bölgesel enerji planlamaları için zamana bağlı dinamik enerji sistemlerinin optimizasyon modeli MODEST'i (Model for optimization of dynamic energy systems with time dependent components and boundary conditions) geliştirmiştir. Çalışmasında amaç fonksiyonu olarak ısı, elektrik ve ısı ile elektriğin beraber üretildiği kombine güç sistemleri için, yatırım ve işletme maliyetlerinin toplamının minimizasyonunu almıştır. Karar değişkenleri olarak, ısı ve elektrik enerjisi için ilave edilecek kapasiteleri ve santral tiplerini almıştır. Sistemlerin enerji akış şemasını oluşturup, bunlara ait enerji denge denklemlerini yazmıştır. MODEST; talep, maliyetler ve kapasitelerin mevsimsel, haftalık ve günlük değişimlerini dikkate almaktadır. Dolayısıyla MODEST, tüm sistem komponentlerinin işletiminde ve yeni donanımların boyutlandırılmasında hangi yatırımların yapılacağına karar

vermede kullanılabilir. Yeni donanımların boyutları ve tipleri model kullanılarak belirlendiği için, en iyi sistem elde edilebilir. Model; yakıt, ısı ve elektrik satışlarını, ısı ve elektrik enerjisi üretim tesisleri yatırımlarını ve talep tarafı yönetimi içermektedir. Dinamik bir programlama olduğu için, uzun dönemli planlama modelidir. Her yıl önce üç veya dört sezona bölünmüştür, sonrada bu sezonlar haftalık, günlük ve saatlik periyotlara ayrılmıştır. Periyotlar belirlenirken ısı ve elektrik enerjisi talepleri kullanılmıştır. MODEST, lineer bir optimizasyon programı olduğu için, lineer ilişkilerle ifade edilebilen her enerji sistemine rahatlıkla uygulanabilir. MODEST'le bölgesel planlama yapılabilmesi için bölgelere ait yıllık, mevsimlik, haftalık ve günlük talep yüklerinin bilinmesi gerekmektedir. Bunlar olmadan modelin bölgesel planlamada kullanılması mümkün değildir. Gerçekte ise talep yüklerini belirlemek oldukça zordur. Buda modelin uygulamasını zorlaştırmaktadır.

Henning (1998), lineer programlama MODEST'i kullanarak ısı depolama, yük yönetimi ve kombine ısı-güç sistemi ile toplam sistem maliyetlerini minimum yapmaya çalışmıştır. Toplam sistem maliyeti; yakıt, vergiler, elektrik ve bakım maliyetleri ve yeni ekipman sermaye maliyetleri gibi tüm sabit ve değişken maliyetlerin bugünkü değerini içerir. Burada MODEST, 3x5 yıllık periyotlar boyunca bölgesel ısıtma sistemlerine ve bölgesel elektriğe uygulanmıştır. Her yıl üç sezona, her sezonda 4 yada 14 günlük periyoda bölünmüştür. Maliyetlerin haftalık ve günlük değişimleri kadar pik talepler de düşünülmüştür. Elektrik talebi; evler, endüstri ve hizmet sektörü olmak üzere üç sektöre bölünmüş ve oluşturulan zaman periyotları için elektrik talebi bu sektörlerle göre belirlenmiştir. Çalışmada enerji sistem özelliklerinin her zaman periyodunda sabit olduğu düşünülmüştür. Oysa gerçek uygulamalarda enerji sistem özellikleri zamanla değişebilmektedir. Optimizasyon sonucunda, her zaman periyodu için tüm enerji akışları, emisyonlar, yeni ekipman boyutları, toplam maliyetin bugünkü değeri ve belirli bir komponentten elde edilebilecek en büyük çıktı bulunabilmektedir.

Kwon, Kwak ve Oh (2001), kojenerasyon ve kombine çevrim santralleri gibi tek yakıt ile çift ürün üreten tesislerde, ürünlerin ayrı ayrı birim maliyetlerinin tespitinin çok zor, ama önemli olduğunu belirtmişler ve 1000 kW'lık bir gaz türbin kojenerasyon tesisine ekserjoekonomik analiz yapmışlardır. Bu tesisin birim ürün ekserji maliyetlerini hesaplayarak, akış esnasındaki her bir nokta için ekserji dengesini yazmışlar ve her bir komponent için bu ekserji değerlerine bağlı olarak ekserjoekonomik denge denklemini oluşturmuşlardır. Çalışmada, Tsatsaronis tarafından geliştirilen özgül ekserji maliyet yöntemi(ÖEMY) ve Kim tarafından geliştirilen MOPSA(Modified Productive Structure Analysis of Thermal System) yöntemini kullanmışlar

ve daha sonra bu iki ekserjoekonomik analizden elde edilen ürün maliyetlerini karşılaştırmışlardır. Her iki yöntemin CGAM problemine uygulaması yapıp karşılaştırıldığında; ÖEMY’de atık ısı kazanı(AIK) kullanımı elektriğin birim ekserji maliyetini değiştirmediği halde, MOPSA’da maliyetin düştüğünü, buharın birim ekserji maliyetinin değişmediğini görmüşlerdir. Çalışmada alınan 1000 kW’lık gaz türbini kojenerasyon tesisinin komponent maliyetleri çıkarılmış ve toplam maliyet içersindeki payları gösterilmiştir. Sermaye maliyetleri bir değere getirilmiş ve hesaplarda da bu kullanılmıştır. ÖEMY kullanıldığında elektrik maliyetini, özellikle türbin ve kompresör maliyetlerinin etkilediği, MOPSA’da AIK’nın da maliyeti etkilediğini, buhar maliyetini ise her iki yöntemde de bütün komponent maliyetlerinin etkilediğini göstermişlerdir.

2.3 Değerlendirme ve Oluşturulan Model

Yapılan çalışmaların çoğunda kombine çevrim ve kojenerasyon sistemlerinin değerlendirmesinde termodinamik analizler kullanılmıştır. Ürün olarak da elektrik ve ısı enerjisi alınmıştır. Üçüncü ürün olarak soğuk enerji üretimi, kombine çevrim ve kojenerasyon sistemlerinde çok fazla dikkate alınmamıştır. Tek bir enerji kaynağından, üç farklı formda(elektrik, ısıtma ve soğutma) enerji üreten sistemlere, trijenerasyon sistemleri denilmektedir. Enerji depolama sistemleri, trijenerasyon sistemlerle birlikte kullanılabilir. Çalışmalarda, enerji depolama sistemleri diğer sistemlerden ayrı olarak tek başına değerlendirilmiştir. Enerji depolama sistemlerinin değerlendirilmesi de çoğunlukla, termodinamik analize dayanmaktadır.

Termodinamik açıdan optimum olan değerler her zaman ekonomik olmayabilir. Aynı şekilde ekonomik açıdan optimum olan değerler de, termodinamik açıdan her zaman uygun olmayabilir(Sevilgen, 2002, Bejan, 1995). Bu nedenle, hem termodinamik hem de ekonomik çözümler birlikte ele alınarak, optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesi gerekir. Optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesinde kullanılan en uygun yöntemlerden biri de, termoeekonomik analizdir. Elektrik enerji üretiminin, ısıtma ve soğutma işlemlerinin olduğu trijenerasyon sistemlere termoeekonomik analiz uygulanması, performans ve maliyeti birlikte değerlendirme imkânı sağlayacaktır. Trijenerasyon sistemleri ile enerji depolama sistemleri birleştirilerek çok amaçlı bir model oluşturulup, termoeekonomik analizle birim ürün maliyetleri bulunabilir. Bulunan birim ürün maliyetleri santrallerin birbirleriyle kıyaslanmalarında kullanılabilir.

Bu çalışmada, kombine çevrim sistemleri farklı şekillerde modellenip, termoeekonomik analizi

yapılmıştır. Modelde gaz türbini grubu, buhar türbini grubu, absorpsiyonlu soğutma sistemi ve enerji depolama sitemi birer modül olarak düşünülmüş ve bunların farklı kombinizasyonları için termoeconomik çözümler elde edilmiştir. Amaç fonksiyonu olarak, birim elektrik enerjisi üretim maliyetlerinin minimum yapılması alınmıştır. Birim ısı ve soğuk enerjisi üretim maliyetinin hesaplanmasında yeni bir yöntem kullanılmıştır. Bu yeni yöntemde, sistemden ara buhar çekilmesi durumunda elektrik enerjisinde meydana gelecek azalmalardan kaynaklanan maliyet buhara yüklenerek, birim ısı ve soğuk enerji üretim maliyetleri birim elektrik enerjisi üretim maliyetine bağlı olarak ifade edilmiştir. Dolayısıyla, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti minimum yapılmakla, birim ısı ve soğuk enerji üretim maliyetleri de minimum yapılmış olmaktadır. Böylece, sistemden ısıtma ve soğutma amaçlı çekilen buhar miktarı artsa bile, sistemin kârlılığında azalma meydana gelmeyecektir. Visual Basic programlama dilinde yazılan programla, oluşturulan model çözümlenmiş ve minimum birim elektrik enerjisi üretim maliyetini veren şartlar belirlenmiştir.



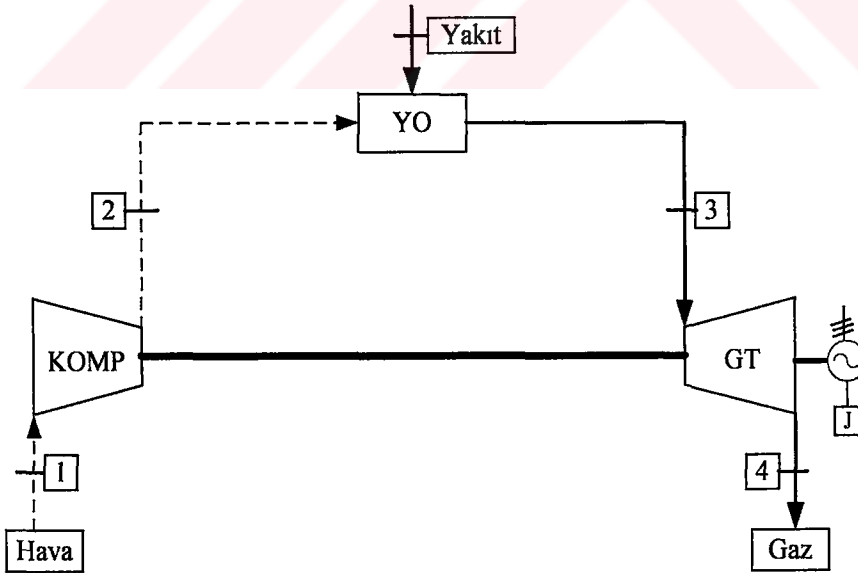
3. TERMODİNAMİK ANALİZ

Çalışmada ilk olarak gaz türbini grubu ve kombine çevrim sistemleri için termodinamik analizler yapılmış ve en iyi sistem performansını veren termodinamik şartlar belirlenmeye çalışılmıştır. Güç ifadeleri; gaz türbin giriş sıcaklığı, hava debisi, buhar debisi, türbin ve kompresör izentropik verimleri, ve kompresör basınç oranına bağlı olarak çıkarılmıştır. Analizin daha genel olması için, kompresör girişinde hava debisi 1 kg/s alınmış ve güç ifadeleri de referans çevre şartına göre boyutsuz hale getirilmiştir. Bütün hesaplamalarda, referans çevre şartları olarak basınç 1 bar, çevre sıcaklığı da 288 K(15 °C) alınmıştır. Yakıt olarak ise doğalgaz seçilmiş ve doğalgazın alt ısı değeri de 47966 kJ/kg alınmıştır(Silveira ve Tuna, 2003).

3.1 Basit Gaz Türbini Grubu(Brayton Çevrimi)

3.1.1 Gerçek ve Klasik Hesaplama Yöntemi

Enerji üretim sistemleri çok karmaşık ve kompleks yapıdadırlar. Gerçek bir tesis ele alındığında irili ufaklı birçok komponent vardır. Bu nedenle sistem çözümlemelerinde bazı kabullerin yapılması gerekir(Sevilgen, 2002). Gaz türbini grubunu oluşturan ana elemanlar; kompresör(KOMP), yanma odası(YO), gaz türbini(GT) ve jeneratördür(J) (Şekil 3.1).



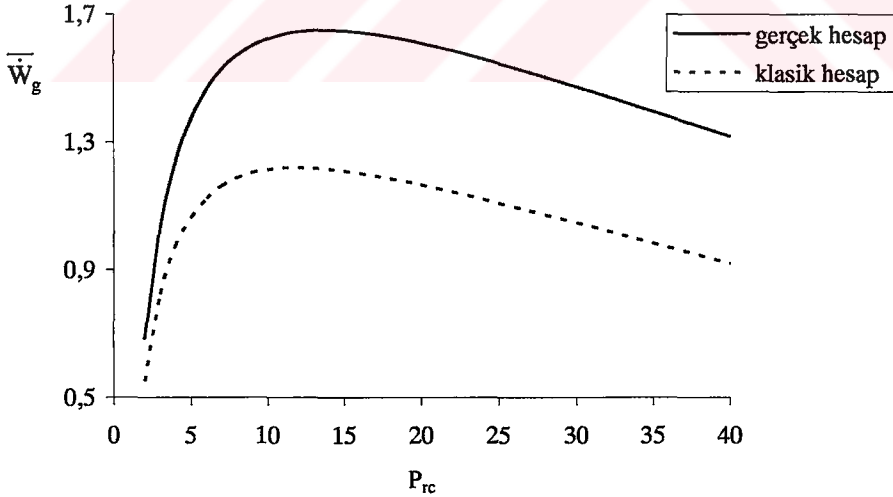
Şekil 3.1 Basit gaz türbini modeli

Klasik hesaplama yöntemiyle gaz türbini grubunun termodinamik analizi yapılırken, hesaplama kolaylığı olması için çoğunlukla havanın ve yanma ürünlerinin özgül ısıları sabit kabul edilir. Gerçek hesaplama yönteminde ise, özgül ısılar sıcaklığın fonksiyonu olarak alınır. Dolayısıyla her noktada sıcaklığa bağlı olarak özgül ısı değeri de değişmekte, bu da net güce ve termik verime etki etmektedir. Klasik hesaplama yöntemi ve gerçek hesaplama yöntemiyle bulunan net güç ve termik verim değerleri birbirinden farklı olmaktadır. Gerçek hesaplarda havanın ve yanma ürünlerinin özgül ısıları c_{ph} ve c_{pg} , denklem 3.1 ve 3.2'den bulunabilir (Silveira ve Tuna., 2003). Denklemdeki sıcaklık (T) değerleri, Kelvin birimindedir.

$$c_{ph(T)} = 1,04841 - 0,000383719.T + \left(\frac{9,45378.T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{5,49031.T^3}{10^{10}} \right) + \left(\frac{7,92981.T^4}{10^{14}} \right) \quad (3.1)$$

$$c_{pg(T)} = 0,991615 + \left(\frac{6,99703.T}{10^5} \right) + \left(\frac{2,71298.T^2}{10^7} \right) - \left(\frac{1,22442.T^3}{10^{10}} \right) \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (3.2)$$

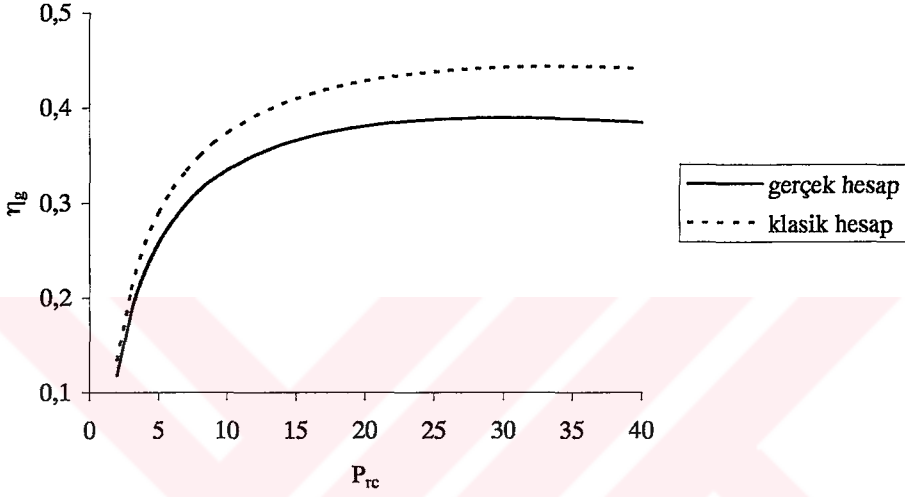
Hesaplamalarda aksi belirtilmedikçe türbin giriş sıcaklığı 1300 K, kompresör giriş sıcaklığı 288 K, hava debisi 1 kg/s, türbin ve kompresör izentropik verimleri 0,88 alınmıştır. Gaz türbini grubu için bütün veriler aynı alınarak, gerçek ve klasik yöntemle göre hesaplamalar yapılmıştır.



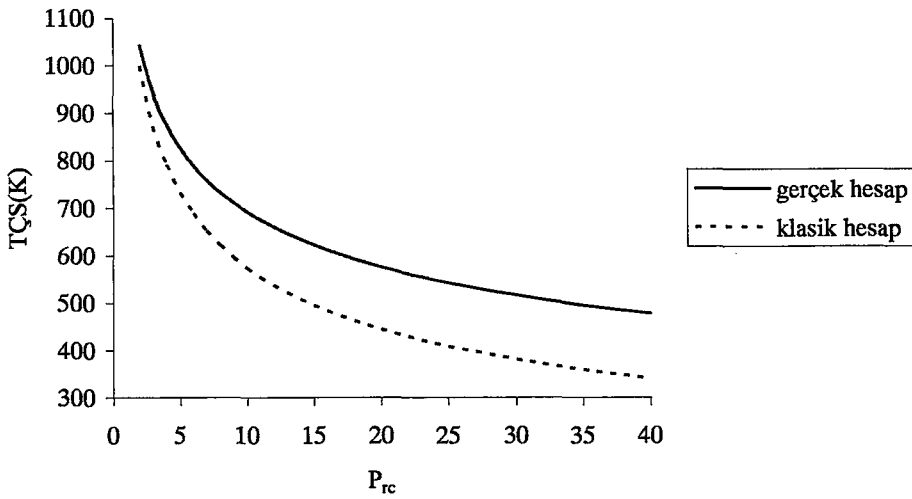
Şekil 3.2 Kompresör basınç oranı ile net gücün değişimi

Kompresör basınç oranıyla (P_{rc}) boyutsuz net güç ($\bar{W}_g$), termik verim (η_g) ve türbin çıkış sıcaklığının ($T_{ÇS}$) değişimi, sırasıyla Şekil 3.2, 3.3 ve 3.4'de verilmiştir. Net gücü ve termik

verimi maksimum yapan kompresör basınç oranı gerçek hesaplamada sırasıyla 14 ve 30, klasik hesaplamada ise 12 ve 34'dür. Şekiller incelendiğinde aynı kompresör basınç oranı için, net güç ve türbin çıkış sıcaklığı değerleri gerçek hesaplamada daha yüksek iken, termik verim ise gerçek hesaplamada daha düşük çıkmaktadır. Bu şekillerden de gerçek ve klasik hesaplama yöntemi arasındaki fark açık bir şekilde görülmektedir. Bu çalışmada analizin daha gerçekçi olması için gerçek hesaplama yöntemi seçilerek, havanın ve yanma ürünlerinin özgül ısıları sıcaklığın fonksiyonu olarak alınmıştır.



Şekil 3.3 Kompresör basınç oranı ile termik verim değişimi



Şekil 3.4 Kompresör basınç oranı ile türbin çıkış sıcaklığının değişimi

3.1.2 Net Güç ve Termik Verim

Gaz türbini grubunun net gücü, gaz türbini ve kompresör güçlerinin farkından oluşmaktadır.

Gaz türbini gücü $\dot{W}_{GT}$ ve kompresör gücü $\dot{W}_{KOMP}$ sırasıyla Denklem 3.3 ve 3.4'de verilmiştir.

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g \cdot (h_3 - h_4) = \dot{m}_g \cdot [c_{pg(T_3)} \cdot T_3 - c_{pg(T_4)} \cdot T_4] \quad (\text{kW}) \quad (3.3)$$

$$\dot{W}_{KOMP} = \dot{m}_h \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_h \cdot [c_{ph(T_2)} \cdot T_2 - c_{ph(T_1)} \cdot T_1] \quad (\text{kW}) \quad (3.4)$$

Burada, T_3 türbin giriş sıcaklığını, T_4 türbin çıkış sıcaklığını, T_1 kompresör giriş sıcaklığını, T_2 kompresör çıkış sıcaklığını, $\dot{m}_h$ hava debisini, $\dot{m}_g$ gaz debisini, c_{ph} ve c_{pg} ise havanın ve gazların sabit basınçta özgül ısılarını göstermektedir.

Gaz türbini grubunun net gücü $\dot{W}_g$;

$$\dot{W}_g = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{KOMP} \quad (\text{kW}) \quad (3.5)$$

olarak elde edilir. Analizin daha genel olması için güç ifadeleri boyutsuz hale getirilmiştir. Boyutsuz hale getirmek için, güç ifadeleri kompresör girişindeki birim hava debisi, kompresör giriş sıcaklığı ve kompresör girişindeki havanın özgül ısılarının çarpımından oluşan sabit bir sayıya(S) bölünmüştür(Denklem 3.6). Kompresör giriş sıcaklığı 288 K(15 °C) alınmıştır. Bu sıcaklıktaki havanın özgül ısı ise, Denklem 3.1'den hesaplanmıştır. Buna göre güçleri boyutsuz hale getirmek için kullanılan sabit sayı, 289 kW olmaktadır.

$$S = \dot{m}_h \cdot c_{ph(T_1)} \cdot T_1 \quad (\text{kW}) \quad (3.6)$$

Boyutsuz gaz türbini gücü $\overline{\dot{W}}_{GT}$, boyutsuz kompresör gücü $\overline{\dot{W}}_{KOMP}$ ve boyutsuz gaz türbini grubu net gücü $\overline{\dot{W}}_g$, sırasıyla Denklem 3.7, 3.8 ve 3.9'dan hesaplanabilir.

$$\overline{\dot{W}}_{GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{S} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{m}_h \cdot c_{ph(T_1)} \cdot T_1} \quad (3.7)$$

$$\overline{\dot{W}}_{KOMP} = \frac{\dot{W}_{KOMP}}{S} = \frac{\dot{W}_{KOMP}}{\dot{m}_h \cdot c_{ph(T_1)} \cdot T_1} \quad (3.8)$$

$$\overline{\dot{W}}_g = \frac{\dot{W}_g}{S} = \frac{\dot{W}_g}{\dot{m}_h \cdot c_{ph(T_1)} \cdot T_1} \quad (3.9)$$

Hesaplarda, yanma odası ve türbin çıkışındaki basınç kayıpları da dikkate alınmış ve net güç ifadesi kompresör basınç oranına, türbin giriş sıcaklığına, kompresör giriş sıcaklığına ve izentropik verimlere bağlı olarak yazılmıştır. Kompresör basınç oranı(P_{rc});

$$P_{rc} = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.10)$$

şeklindedir. Burada P_2 kompresör çıkış basıncını ve P_1 'de kompresör giriş basıncını göstermektedir. Hesaplarda $P_1=1$ bar alınmıştır.

Gaz türbini giriş basıncı P_3 ve çıkış basıncı P_4 basınç kayıpları dikkate alındığında;

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{YO} = P_2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta P_{YO}}{P_2}\right) = P_2 \cdot (1 - \epsilon_{YO}) \quad (\text{bar}) \quad (3.11)$$

$$P_4 = P_1 + \Delta P_C = P_1 \cdot \left(1 + \frac{\Delta P_C}{P_1}\right) = P_1 \cdot (1 + \epsilon_C) \quad (\text{bar}) \quad (3.12)$$

şeklinde elde edilir. Burada ΔP_{YO} yanma odasındaki basınç kayıplarını, ΔP_C türbin çıkışındaki basınç kayıplarını, ϵ_{YO} yanma odasındaki basınç kayıp parametresini ve ϵ_C gaz türbin çıkışındaki basınç kayıp parametresini göstermektedir. Hesaplamalarda yanma odası ve türbin çıkışındaki basınç kayıp parametreleri eşit kabul edilmiş($\epsilon=\epsilon_{YO}=\epsilon_C$) ve %2 olarak alınmıştır(Şahin, 1994).

Türbin basınç oranı P_{rt} , kompresör basınç oranı ve basınç kayıplarına bağlı olarak;

$$P_{rt} = \frac{P_3}{P_4} = P_{rc} \cdot \left(\frac{1 - \epsilon_{YO}}{1 + \epsilon_C}\right) \quad (3.13)$$

şeklinde elde edilir. Analizlerde hesap kolaylığı olması için, türbin izentropik verimi(η_{tis}) ve kompresör izentropik verimi(η_{cis}) eşit alınmıştır(Denklem 3.14).

$$\eta = \eta_{tis} = \eta_{cis} \quad (3.14)$$

Kompresör çıkış sıcaklığı T_2 ve türbin çıkış sıcaklığı T_4 ;

$$T_2 = T_1 \cdot \left[1 + \frac{P_{rc}^{(k_h-1)/k_h} - 1}{\eta_{cis}}\right] \quad (K) \quad (3.15)$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left[1 - \eta_{\text{tis}} \cdot \frac{1}{P_{\text{rt}}^{(k_g-1)/k_g}} \right] \quad (\text{K}) \quad (3.16)$$

ifadelerinden bulunabilir. Burada k_h havanın, k_g 'de gazların özgül ısı oranlarını göstermektedir. Havanın özgül ısı oranı k_h Denklem 3.17'den, gazların özgül ısı oranı k_g de Denklem 3.18'den hesaplanabilir.

$$k_{h(T)} = \frac{c_{ph(T)}}{c_{vh(T)}} \quad (3.17)$$

$$k_{g(T)} = \frac{c_{pg(T)}}{c_{vg(T)}} \quad (3.18)$$

Denklemlerdeki c_{vh} ve c_{vg} , havanın ve gazların sabit hacimde özgül ısılarını göstermektedir.

$$c_{vh(T)} = c_{ph(T)} - R_h \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (3.19)$$

$$c_{vg(T)} = c_{pg(T)} - R_g \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (3.20)$$

Burada R_h havanın ideal gaz sabitini göstermektedir ve değer olarak 0,287 kJ/kgK alınmıştır. R_g ise gazların ideal gaz sabiti olup, 0,2968 kJ/kgK alınmıştır(Büyüktür,1995).

$\dot{m}_y$ yakıt debisi, H_u yakıtın alt ısı değeri ve η_b yanma verimi olmak üzere yakıtın ısı gücü;

$$\dot{W}_{\text{yo}} = \dot{m}_y \cdot H_u \cdot \eta_b \quad (\text{kW}) \quad (3.21)$$

şeklinde yazılabilir.

Yanma odasındaki kütle ve enerji dengesinden;

$$\dot{m}_g = \dot{m}_h + \dot{m}_y \quad (\text{kg/s}) \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_y = \dot{m}_h \cdot \left[\frac{c_{pg(T_3)} \cdot T_3 - c_{ph(T_2)} \cdot T_2}{H_u \cdot \eta_b - c_{pg(T_3)} \cdot T_3} \right] \quad (\text{kg/s}) \quad (3.23)$$

şeklinde elde edilir. .

Gaz türbini gurubunun termik verimi (η_g), net gücün yanma odasında verilen ısı güce oranıdır. Buna göre termik verim Denklem 3.24'deki gibi yazılabilir.

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_g}{\dot{W}_{YO}} \quad (3.24)$$

3.1.3 Gaz Türbini Grubunun Termodinamik Analizi

Net güç ve termik verim bağıntıları kullanılarak, gerçek hesaplama yöntemiyle, gaz türbini grubunun termodinamik analizi yapılmıştır. Yapılan analizlerde kompresör basınç oranı 2’den 40’a kadar değiştirilmiştir. Yakıt olarak doğalgaz alınmış ve doğalgazın alt ısı değeri modele dışardan girilen bir değer olarak eklenmiştir. Farklı bir yakıt seçilmesi durumunda model buna da cevap vermektedir. Hesaplamalarda kullanılan sabitler ve kabuller Çizelge 3.1’de verilmiştir (Büyüktür, 1995, Silveira ve Tuna, 2003, Çengel ve Boles, 1989). İncelemelerde türbin giriş sıcaklığı(TGS), türbin ve kompresör izentropik verimleri(η) ve basınç kayıpları(ϵ) parametre olarak alınmıştır.

Çizelge 3.1 Hesaplamada kullanılan termodinamik büyüklükler

Simge	Birim	Değer	Simge	Birim	Değer
η_b	%	98	$T_1=T_{c,r}$	K	288
η	%	88	$TGS=T_3$	K	1300
$\dot{m}_h$	kg/s	1	ϵ	%	2
R_h	kJ/kgK	0,287	H_u	kJ/kg	47966
R_g	kJ/kgK	0,2968	$P_1=P_{c,r}$	bar	1

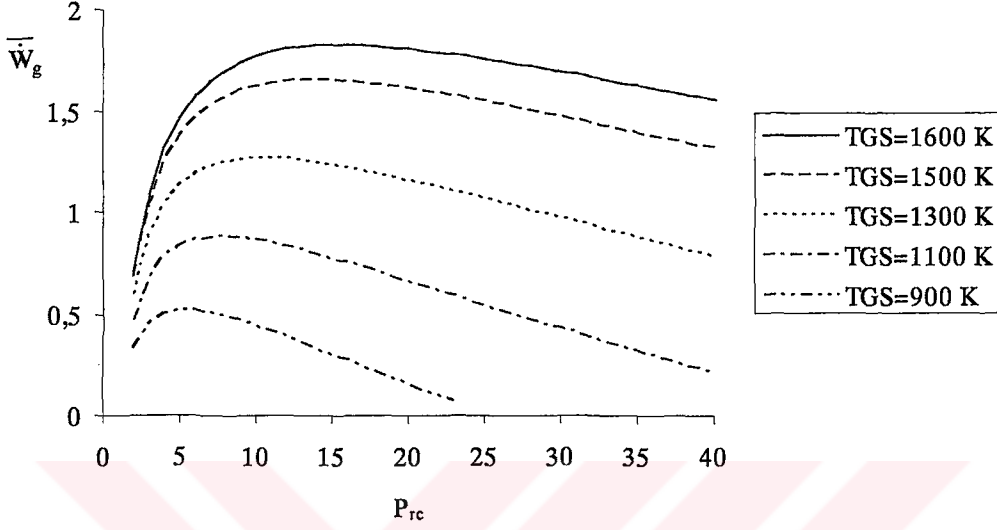
3.1.3.1 Türbin Giriş Sıcaklığının Net Güç ve Termik Verime Etkisi

Türbin giriş sıcaklığı 900 K ile 1600 K arasında değiştirilerek, performansa olan etkisi incelenmiştir. Analiz sonucunda elde edilen eğriler Şekil 3.5-3.10’da verilmiştir.

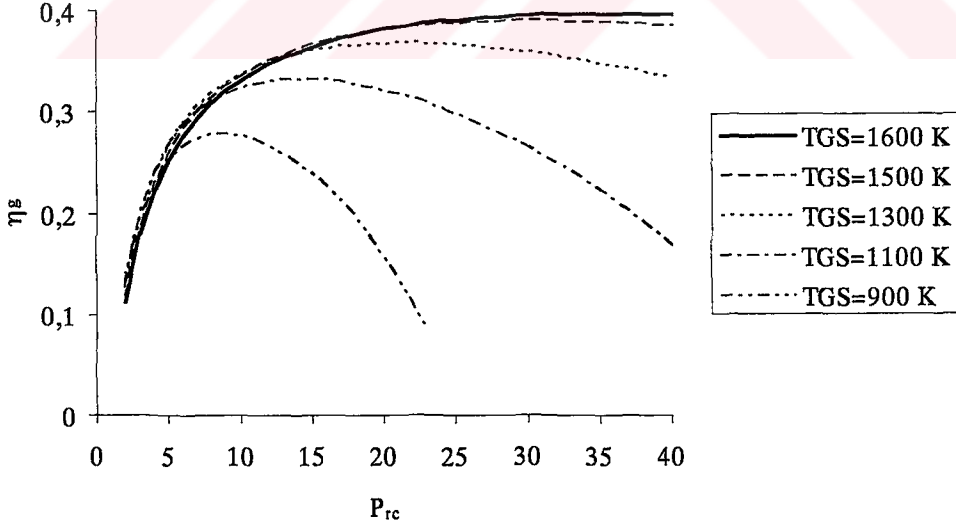
Şekil 3.5’de, kompresör basınç oranıyla net gücün değişimi gösterilmiştir. Herhangi bir TGS değeri için, kompresör basınç oranının artması ile gaz türbini grubu net gücü önce artmakta ve bir maksimumdan geçip daha sonrada düşmektedir. Her TGS değeri için, net gücü maksimum yapan bir kompresör basınç oranı vardır. Bu da, güç için optimum kompresör basınç oranı olarak tanımlanmıştır. Aynı kompresör basınç oranında TGS’nin artması ile net güç artmaktadır.

Şekil 3.6 incelenecek olursa, herhangi bir TGS değeri için kompresör basınç oranının artması ile termik verimin önce arttığı ve bir maksimumdan geçip daha sonrada düştüğü

görülmektedir. Dolayısıyla her TGS değeri için, net güçte olduğu gibi termik verimi de maksimum yapan optimum bir kompresör basınç oranı vardır. Sonuç olarak, TGS artışına bağlı olarak net güç ve termik verimin arttığı görülmüştür. Fakat TGS'yi belirleyen de, gaz türbininde kullanılan malzemelerin ısıl dayanım sınırındır.



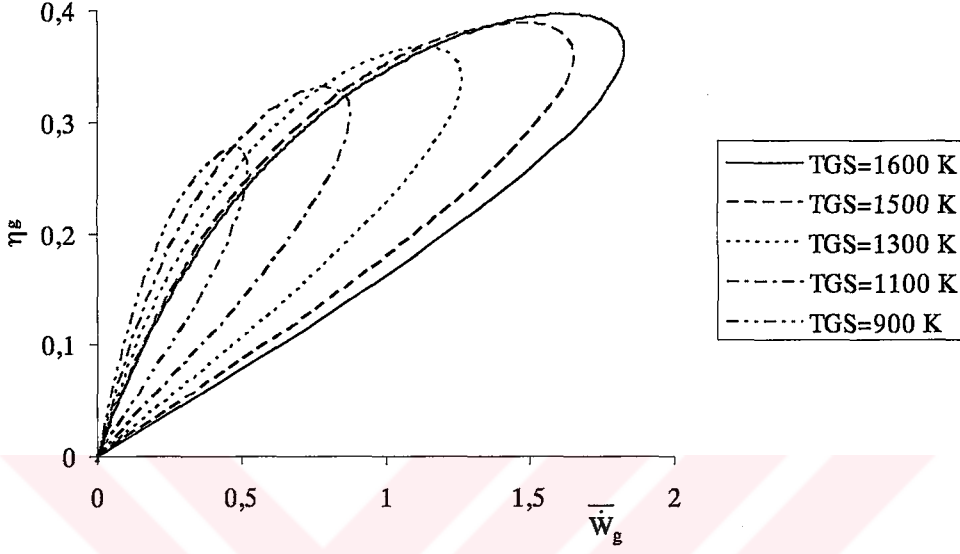
Şekil 3.5 Kompresör basınç oranıyla net gücün değişimi



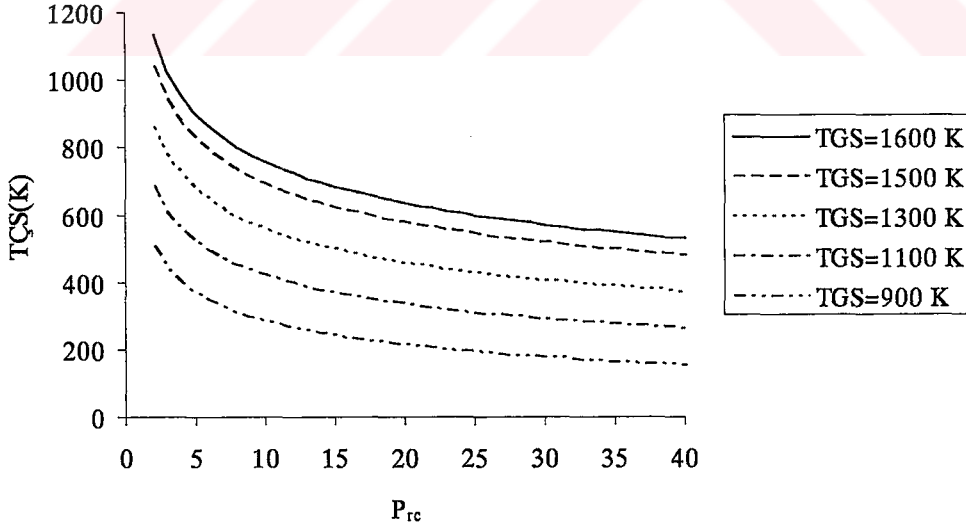
Şekil 3.6 Kompresör basınç oranıyla termik verimin değişimi

Şekil 3.7'de net gücün termik verimle değişimi birlikte gösterilmiştir. Eğri kompresör basınç oranına göre elde edilmiştir. Dolayısıyla, her noktadaki basınç oranı birbirinden farklıdır.

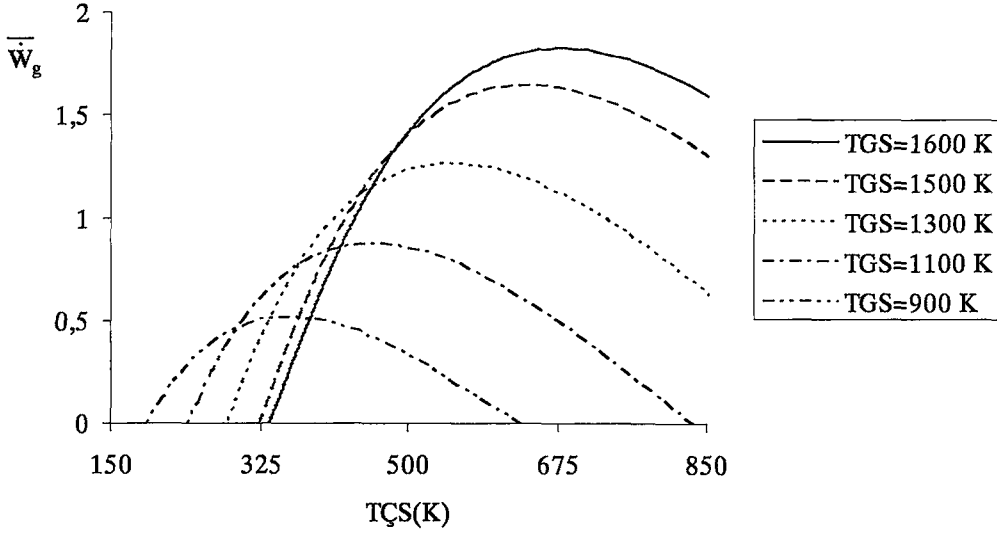
Şekil 3.5 ve 3.6'dan açıkça görüldüğü gibi, net gücü ve termik verimi maksimum yapan iki farklı kompresör basınç oranı vardır. Gaz türbininin termodinamik açıdan optimum çalışma aralığı, bu iki değer arasında olmalıdır. Çünkü bu optimal aralıkta, gaz türbini grubunun net gücü ve termik verimi maksimum değerler civarında değişmektedir.



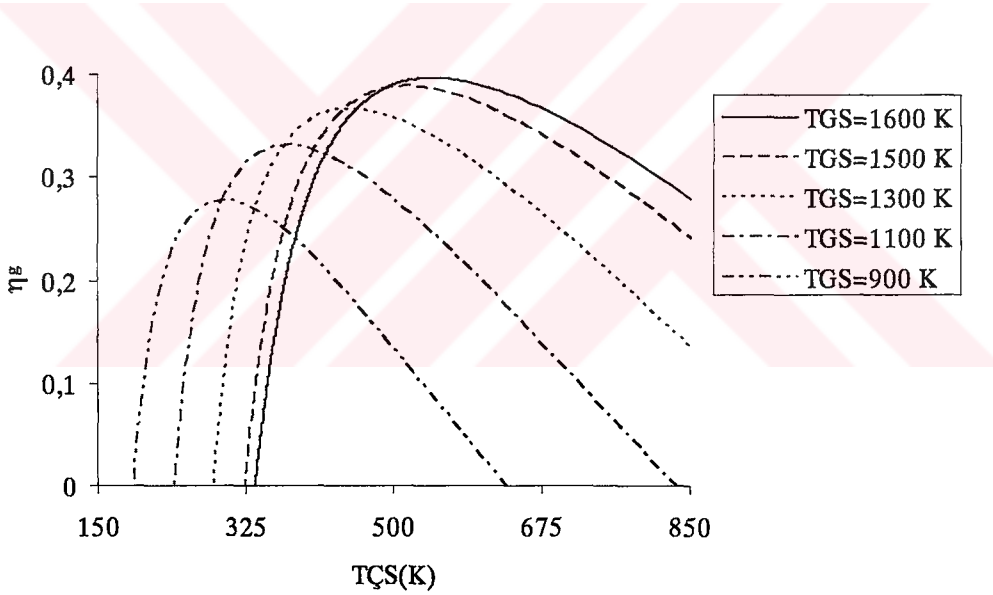
Şekil 3.7 Net gücün termik verimle değişimi



Şekil 3.8 Kompresör basınç oranı ile türbin çıkış sıcaklığının değişimi



Şekil 3.9 Türbin çıkış sıcaklığı ile gücün değişimi



Şekil 3.10 Türbin çıkış sıcaklığı ile termik verimin değişimi

Şekil 3.8’de kompresör basınç oranı ile gaz türbini çıkış sıcaklığının değişimi gösterilmiştir. Herhangi bir TGS için, kompresör basınç oranının artmasıyla türbin çıkış sıcaklığı düşmektedir. Aynı kompresör basınç oranında, TGS artışına bağlı olarak türbin çıkış sıcaklığı da artmaktadır. Türbin çıkış sıcaklığı, bir sonraki kısımda kombine çevrim sisteminde atık ısı kazanına gazların giriş sıcaklığı olarak alınmıştır. Dolayısıyla türbin çıkış sıcaklığı, üretilen buhar miktarını ve buhar türbini grubu net gücünü doğrudan etkilemektedir. TÇS ne kadar

büyük olursa, buhar türbini grubundan alınacak net güçte o kadar büyük olacaktır.

Şekil 3.9 ve 3.10’da, türbin çıkış sıcaklığı ile sırasıyla net gücün ve termik verimin değişimi gösterilmiştir. Eğriler kompresör basınç oranına göre elde edilmiştir. Dolayısıyla, her noktadaki basınç oranı birbirinden farklıdır. Net gücü ve termik verimi maksimum yapan kompresör basınç oranları birbirinden farklı olduğu için, bu noktalardaki türbin çıkış sıcaklıkları da birbirinden farklı olacaktır. Aynı TGS değeri için gücü maksimum yapan türbin çıkış sıcaklığı değeri, termik verimi maksimum yapan değerinden daima büyük olacaktır. Çünkü güç daha düşük kompresör basınç oranında maksimum olmaktadır.

Çizelge 3.2 Termik verimi maksimum yapan optimum değerler

TGS(K)	$\eta_{g,max}$	$P_{rc,opt}$
900	0,27873	9
1100	0,33243	14
1300	0,36774	21
1500	0,39001	30
1600	0,39715	35

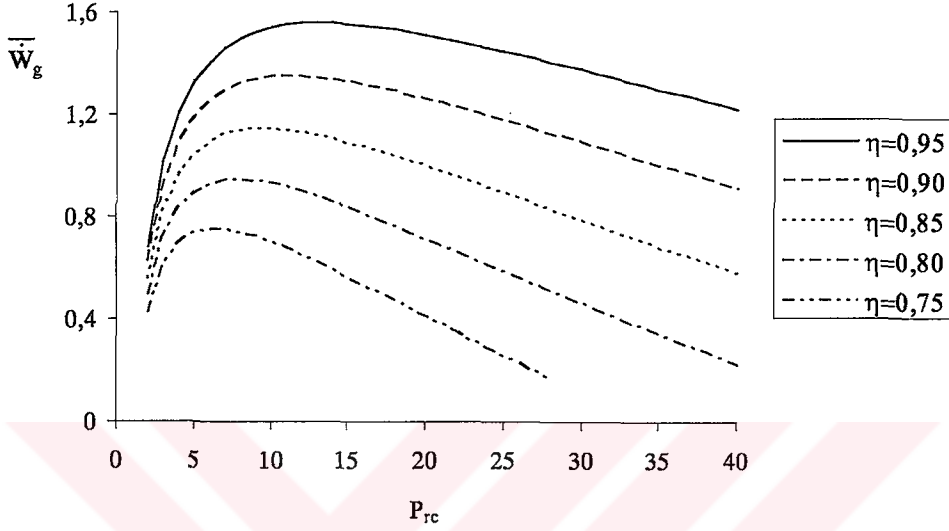
Çizelge 3.3 Gücü maksimum yapan optimum değerler

TGS(K)	$\bar{W}_{g,max}$	$P_{rc,opt}$
900	0,52318	5
1100	0,87958	8
1300	1,26851	10
1500	1,6519	14
1600	1,825952	16

Türbin giriş sıcaklığına göre yapılan analiz sonucunda termik verimi maksimum yapan optimum değerler Çizelge 3.2’de, net gücü maksimum yapan optimum değerler ise Çizelge 3.3’de verilmiştir. Sonuç olarak, aynı TGS değeri için net gücü maksimum yapan kompresör basınç oranının, termik verimi maksimum yapan kompresör basınç oranından daima küçük olduğu görülmüştür.

3.1.3.2 Türbin ve Kompresör İzentropik Verimlerinin Net Güç ve Termik Verime Etkisi

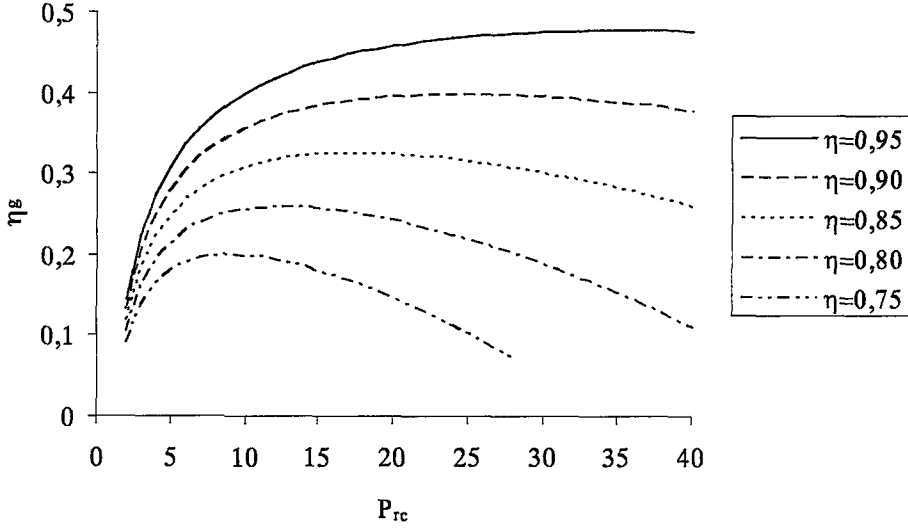
Bu kısımda, türbin ve kompresör izentropik verimleri 0,75 ile 0,95 arasında değiştirilerek gaz türbin grubunun termodinamik analizi tekrarlanmıştır. Analiz sonucunda elde edilen eğriler Şekil 3.11-3.16'de verilmiştir.



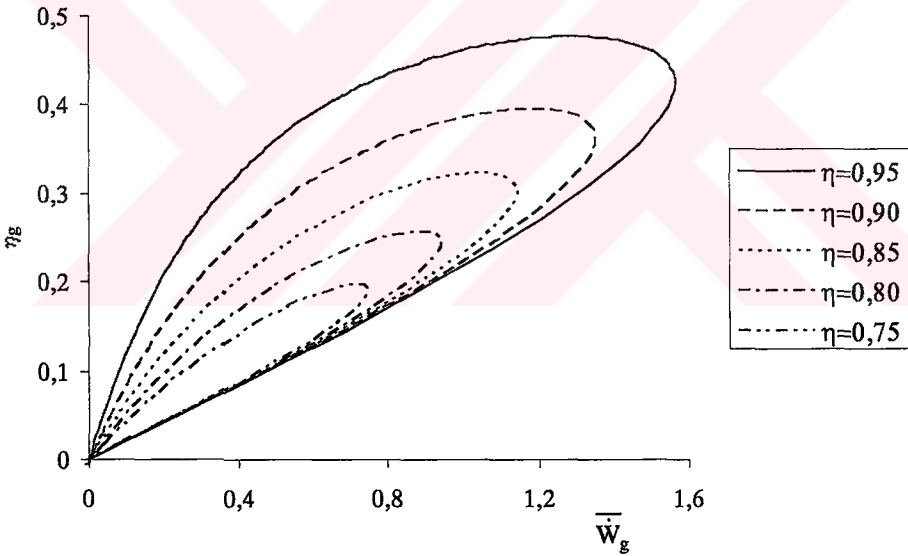
Şekil 3.11 Kompresör basınç oranı ile net gücün değişimi

Şekil 3.11'de kompresör basınç oranının net güçle değişimi verilmiştir. İzentropik verimin herhangi bir değeri için, kompresör basınç oranının artmasıyla net güç artmakta ve bir maksimumdan geçtikten sonra düşmektedir. Aynı kompresör basınç oranı için, izentropik verimin artışına bağlı olarak net güç de artmaktadır. Dolayısıyla izentropik verimin her değeri için, net gücü maksimum yapan optimum bir kompresör basınç oranı vardır.

Şekil 3.12'de kompresör basınç oranının termik verimle değişimi gösterilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı dikkate alındığında, izentropik verimin artmasıyla termik verim de artmaktadır. Belirli bir izentropik verim değeri için, kompresör basınç oranının artmasıyla termik verim önce artmakta ve bir maksimumdan geçip daha sonra da düşmektedir. Bu nedenle izentropik verimin her değeri için, net güçte olduğu gibi termik verimi de maksimum yapan optimum bir kompresör basınç oranı bulunmaktadır. Fakat, aynı şartlarda net gücü ve termik verimi maksimum yapan kompresör basınç oranı birbirinden farklıdır.



Şekil 3.12 Kompresör basınç oranı ile termik verimin değişimi

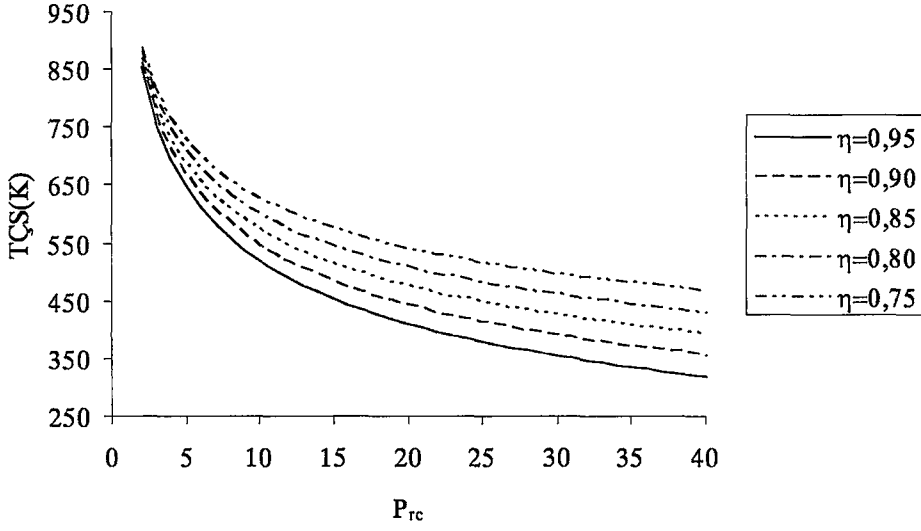


Şekil 3.13 Net gücün termik verimle değişimi

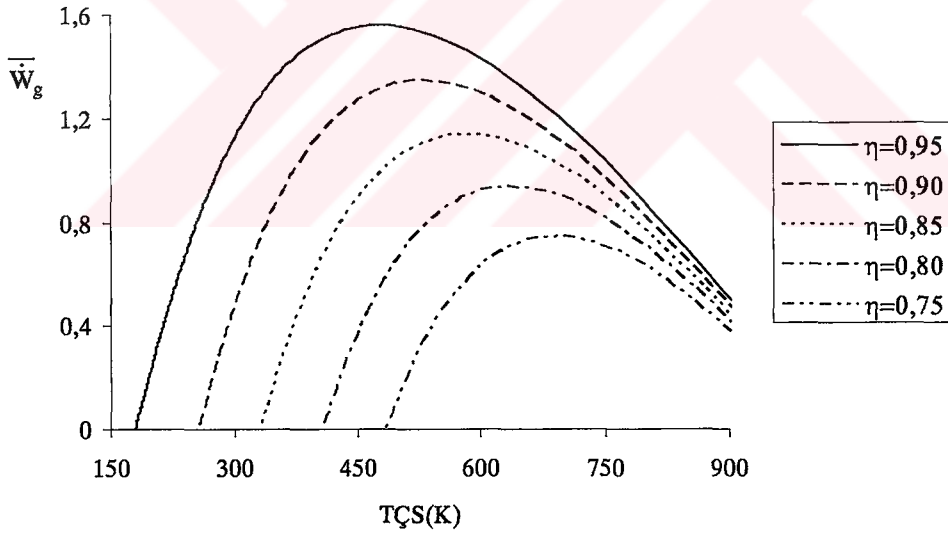
Şekil 3.13'de, net gücün ve termik verimin değişimi aynı eğri üzerinde görülmektedir. Eğri kompresör basınç oranına göre elde edilmiştir. Dolayısıyla, her noktadaki basınç oranı birbirinden farklıdır.

Şekil 3.14'de kompresör basınç oranının gaz türbin çıkış sıcaklığıyla değişimi verilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı için, izentropik verimin artmasıyla gaz türbin çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Belirli bir izentropik verim değeri için ise, kompresör basınç oranının

artmasıyla gaz türbin çıkış sıcaklığı düşmektedir.

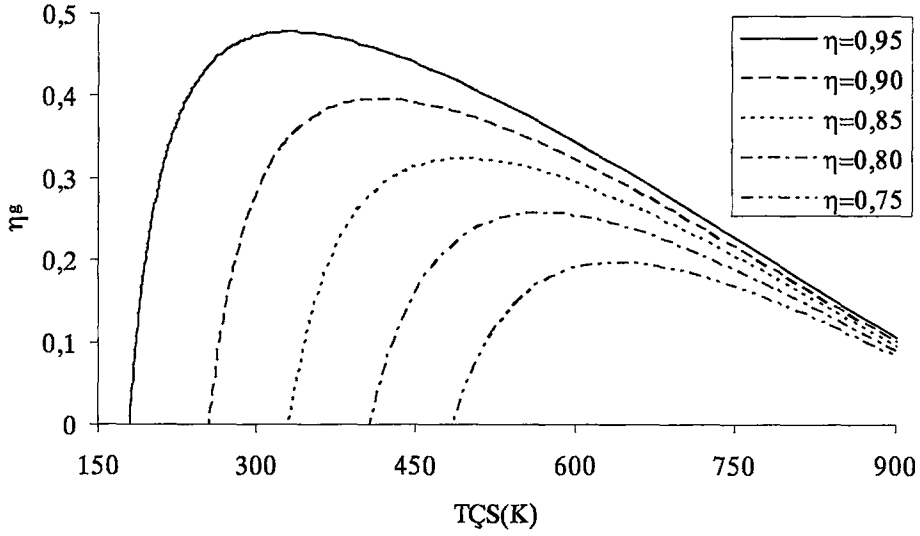


Şekil 3.14 Kompresör basınç oranıyla türbin çıkış sıcaklığının değişimi



Şekil 3.15 Türbin çıkış sıcaklığı ile net gücün değişimi

Şekil 3.15'de türbin çıkış sıcaklığının net güçle, Şekil 3.16'da ise türbin çıkış sıcaklığının termik verimle değişimi verilmiştir. Bu eğrilerde kompresör basınç oranı her noktada farklıdır. Net gücü ve termik verimi maksimum yapan kompresör basınç oranları birbirinden farklı olduğu için, bu noktalardaki türbin çıkış sıcaklığı değerleri de birbirinden farklı olmaktadır.



Şekil 3.16 Türbin çıkış sıcaklığı ile termik verim değişimi

Türbin ve kompresör izentropik verimlerine göre yapılan analiz sonucunda, termik verim ve net güç için optimum değerler sırasıyla Çizelge 3.4 ve 3.5’de verilmiştir.

Çizelge 3.4 Termik verimi maksimum yapan optimum değerler

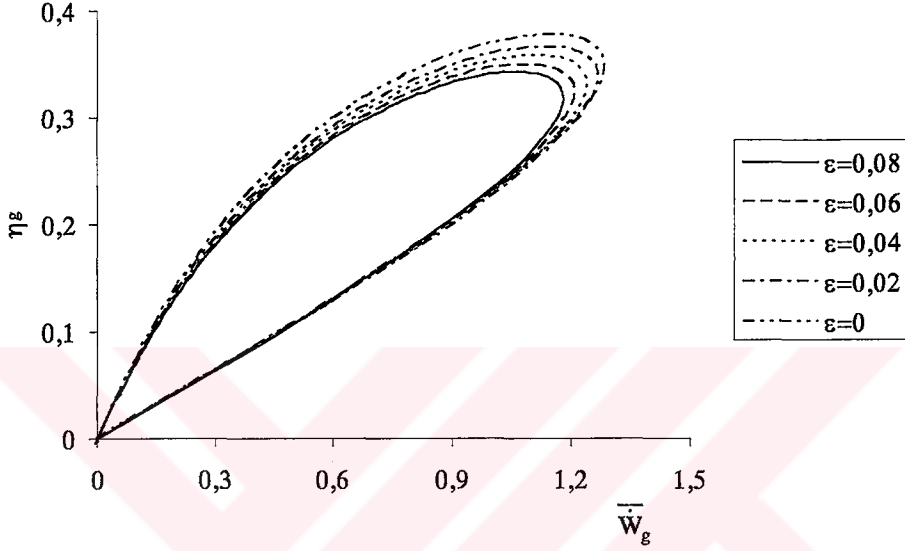
η	$\eta_{g,max}$	$P_{rc,opt}$
0,75	0,19901	9
0,80	0,25883	13
0,85	0,32497	17
0,90	0,39762	25
0,95	0,47799	36

Çizelge 3.5 Gücü maksimum yapan optimum değerler

η	$\dot{W}_{g,max}$	$P_{rc,opt}$
0,75	0,75087	6
0,80	0,94498	8
0,85	1,14533	9
0,90	1,351903	11
0,95	1,56159	13

3.1.3.3 Basınç Kayıp Parametresinin Net Güç ve Termik Verime Etkisi

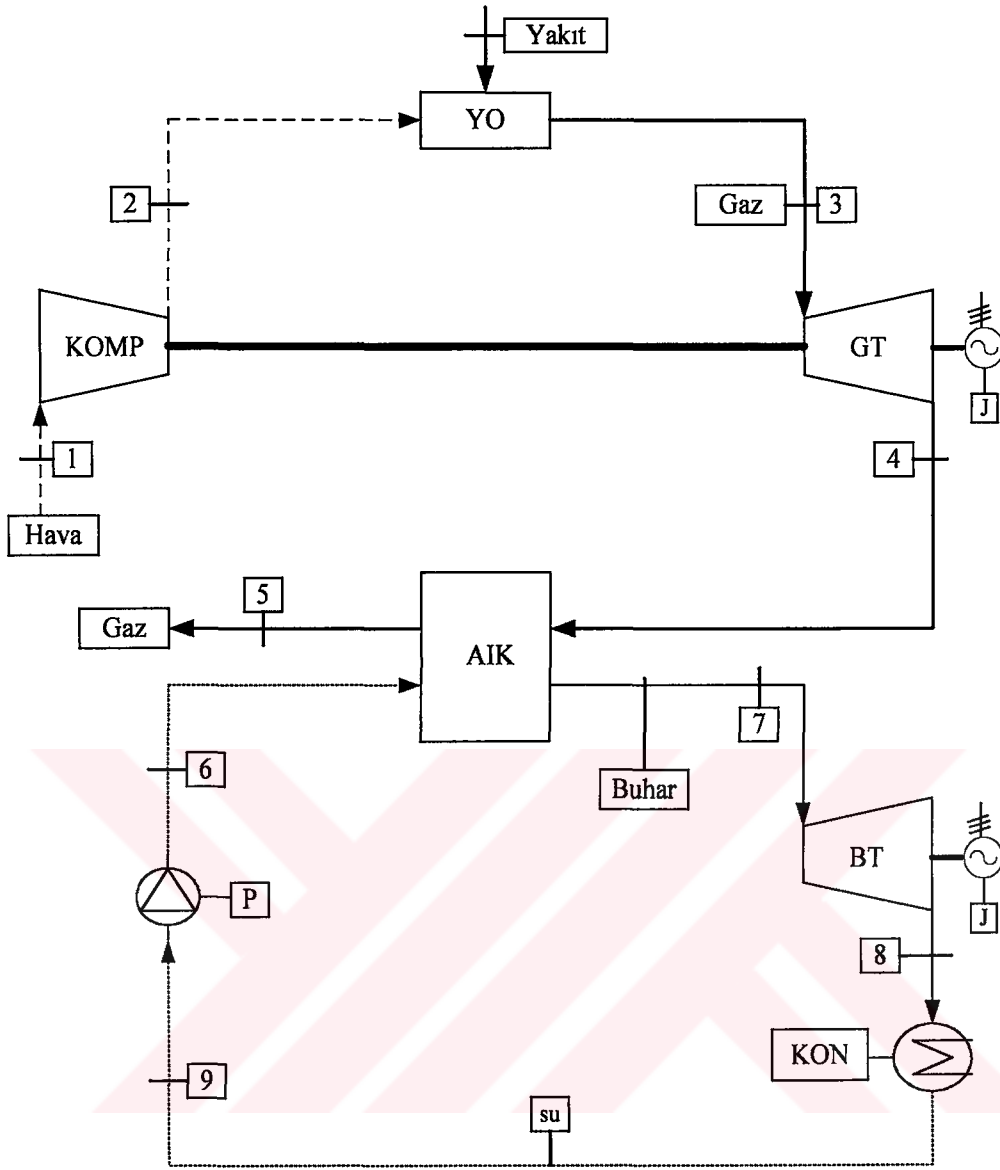
Basınç kayıp parametresi 0 ile 0,08 arasında değiştirilerek, gaz türbini grubunun termodinamik analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda optimum basınç oranı değeri açısından, basınç kayıp parametresinin net güç ve termik verim üzerine çok fazla etkisinin olmadığı görülmüştür. Bu nedenle optimum noktalar değişmemekte, güç ve termik verim sadece değer olarak değişmektedir(Şekil 3.17).



Şekil 3.17 Net gücün termik verimle değişimi

3.2 Kombine Çevrim Sistemi

Gaz türbin grubuna tek basınçlı atık ısı kazanı(AIK), buhar türbini(BT), kondenser(KON) ve pompadan(P) oluşan buhar çevrimi(alt çevrim) eklenerek kombine çevrim sistemi elde edilmiştir(Şekil 3.18). Gaz türbini çevrimleri buhar çevriminden daha yüksek sıcaklıkta çalışırlar. Buharlı güç santrallerinde en yüksek türbin giriş sıcaklığı 620 °C ile sınırlı iken, bu sınır gaz türbinlerinde 1270 °C'ye kadar çıkabilmektedir. Turbojet motorlarında ise yanma odası çıkışındaki sıcaklıklar 1500 °C'nin üzerinde olabilmektedir. Gaz türbinlerinde yüksek sıcaklıklara çıkmak için türbin kanatlarında etkin soğutma yapılması ve kanatların seramik gibi yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemelerle kaplanması gerekir. Gaz türbini çevriminde yüksek sıcaklıklara çıkılabildiği için, yüksek ısı verime sahip olması beklenebilir. Fakat, gazlar türbini çok yüksek sıcaklıklarda terk ettikleri için ısı veriminde beklenen iyileşme olmamaktadır. Bu nedenle gaz türbin sistemlerinin ısı verimleri, genellikle buhar çevrimli sistemlerin ısı veriminden daha düşüktür(Çengel ve Boles, 1989, Horlock , 1997).



Şekil 3.18 Kombine çevrim tesis modeli

Gaz türbini çevriminin yüksek sıcaklıklarda çalışmasının sağladığı üstünlüklerden yararlanmak için, sıcak gazlar buharlı güç çevriminin ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Böylece, gaz türbini çevrimde gazların yüksek sıcaklıkta dışarı atılmasıyla ortaya çıkan dezavantaj ortadan kaldırılmış olur(Büyüktür, 1995).

Gaz türbini çıkış sıcaklığı, AIK'na yani buhar çevrimine gazların giriş sıcaklığı olarak alınarak, kompresör basınç oranına ve türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak elde edilmiştir. Dolayısıyla, AIK'da elde edilen buhar miktarı kompresör basınç oranı, hava debisi ve türbin giriş sıcaklığı ile, elde edilmek istenen buharın termodinamik özelliklerinin(basınç, sıcaklık) fonksiyonu olarak ifade edilebilmektedir. Buhar türbininden elde edilecek güç ise, buhar

debisine, türbin giriş ve çıkışındaki buharın termodinamik şartlarına bağlıdır. Kombine çevrim sistemindeki güç ifadeleri, kompresör basınç oranı, türbin giriş sıcaklığı, kompresör giriş sıcaklığı, türbin ve kompresör izentropik verimlerine ve hava debisine bağlı olarak yazılarak, referans çevre şartlarına göre boyutsuz yapılmıştır. Bu şekilde analiz daha genel hale getirilmiştir.

3.2.1 Kombine Çevrim Sisteminin Gücü ve Verimi

Kombine çevrim sisteminin gücü, gaz türbini grubunun net gücü ve buhar türbini grubu net güçlerinin toplamından oluşmaktadır. Gaz türbini grubunun net gücü kısım 3.1.2'de verilmiştir(Denklem 3.5 ve 3.8). Buhar türbini grubunun net gücü $\dot{W}_b$;

$$\dot{W}_b = \dot{W}_{BT} - \dot{W}_p \quad (\text{kW}) \quad (3.25)$$

şeklindedir. Burada $\dot{W}_{BT}$ buhar türbini gücünü, $\dot{W}_p$ ise pompa gücünü göstermekte olup, denklem 3.26 ve 3.27'den hesaplanabilir(Büyüktür, 1995).

$$\dot{W}_{BT} = \dot{m}_b \cdot (h_7 - h_{8s}) \cdot \eta_{ti} \quad (\text{kW}) \quad (3.26)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_b \cdot v(P_k - P_{KON}) \quad (\text{kW}) \quad (3.27)$$

Denklem 3.26'da; $\dot{m}_b$ buhar debisini, h_7 buhar türbini girişindeki buhar entalpisini, h_{8s} buhar türbini çıkışında izentropik genişleme sonundaki buhar entalpisini ve η_{ti} buhar türbini iç verimini göstermektedir. Denklem 3.27'de ise; $v(\text{m}^3/\text{kg})$ suyun özgül hacmini ve P_{KON} kondenser basıncını göstermektedir. Hesaplamalarda suyun özgül hacmi $0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$ ve kondenser basıncı da $0,05 \text{ bar}$ alınmıştır. Analizin daha genel olması için buhar türbini gücü, referans çevre şartlarına göre boyutsuz hale getirilmiştir(Denklem 3.28).

$$\overline{\dot{W}_b} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_h \cdot c_{ph(T_1)} \cdot T_1} \quad (3.28)$$

Buhar debisi, AIK'ndaki sıcaklık diyagramından yararlanılarak bulunabilir(Şekil 3.19). Şekil üzerindeki II. ve III. bölgeler için enerji dengesi yazılacak olursa buhar debisi $\dot{m}_b$;

$$\dot{m}_b = \dot{m}_g \cdot \left[\frac{c_{pg(T_4)} \cdot T_4 - c_{pg(T_A)} \cdot T_A}{h_7 - h_x} \right] \quad (\text{kg/s}) \quad (3.29)$$

olarak elde edilir. Burada; h_x kazan basıncında($P_7=P_k$) doymuş su entalpisini, $T_x=T_y$ kazan

basıncında suyun doyma sıcaklığını, MSF atık ısı kazanındaki minimum sıcaklık farkını ve $T_A(T_x + \text{MSF})$ ön ısıtıcı çıkışında duman gazı sıcaklığını göstermektedir. Sıcaklık diyagramında I. bölge için enerji dengesi yazılarak, AIK çıkışında duman gazı sıcaklığı T_5 bulunabilir(Denklem 3.30).

$$T_5 = \frac{\left[\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_g} \cdot (h_x - h_6) - c_{pg(T_A)} \cdot T_A \right]}{c_{pg(T_5)}} \quad (K) \quad (3.30)$$

Burada h_6 kazan girişinde besleme suyu entalpisi olup;

$$h_6 = T_6 \cdot c_{p,su} \quad (kJ/kg) \quad (3.31)$$

ifadesinden hesaplanabilir. Burada T_6 kazan besleme suyu sıcaklığını ve $c_{p,su}$ da suyun özgül ısısını göstermektedir. Hesaplamalarda $c_{p,su} = 4,1868 \text{ kJ/kgK}$ alınmıştır.

Gaz türbini grubu ve buhar türbini grubu net güçleri toplanarak, kombine çevrim sisteminin gücü($\dot{W}_k$) bulunabilir.

$$\dot{W}_k = \dot{W}_g + \dot{W}_b \quad (kW) \quad (3.32)$$

Referans çevre şartlarına göre boyutsuz kombine çevrim gücü($\overline{\dot{W}_k}$);

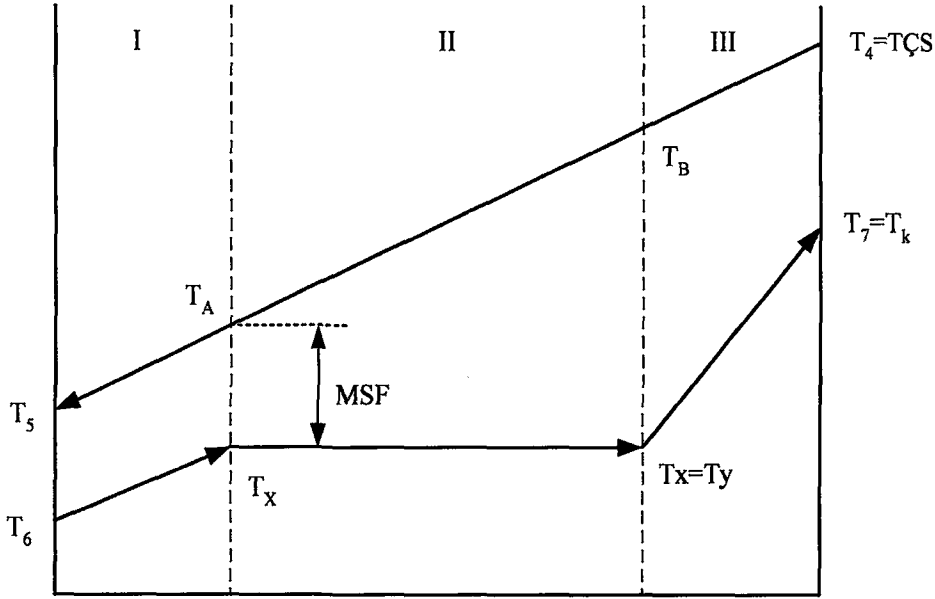
$$\overline{\dot{W}_k} = \frac{\dot{W}_k}{\dot{m}_h \cdot c_{ph(T_1)} \cdot T_1} \quad (3.33)$$

olarak elde edilir.

Kombine çevrim verimi, kombine çevrim gücünün gaz türbini yanma odasında verilen ısı güce oranı şeklindedir. Bu çalışmada, atık ısı kazanında ek yanmanın olmadığı kabul edilmiştir. Ek yanma olmadığı için yakıtın ısı gücü($\dot{W}_y$), gaz türbini grubu için yazılan ifadeyle aynı olacaktır(Denklem 3.21). Buna göre kombine çevrim verimi η_k ;

$$\eta_k = \frac{\dot{W}_k}{\dot{W}_y} = \frac{\dot{W}_g + \dot{W}_b}{\dot{m}_y \cdot H_u \cdot \eta_b} \quad (3.34)$$

olarak ifade edilir.



Şekil 3.19 Atık ısı kazanı sıcaklık diyagramı

Çizelge 3.6 Buhar türbini grubuna ait termodinamik büyüklükler

Simge	Birim	Değer	Simge	Birim	Değer
η_{ti}	%	85	$T_k=T_7$	K	763
$P_k=P_7$	bar	60	$BSS=T_6$	K	343
$P_o=P_{kon}$	bar	0,05	MSF	K	10

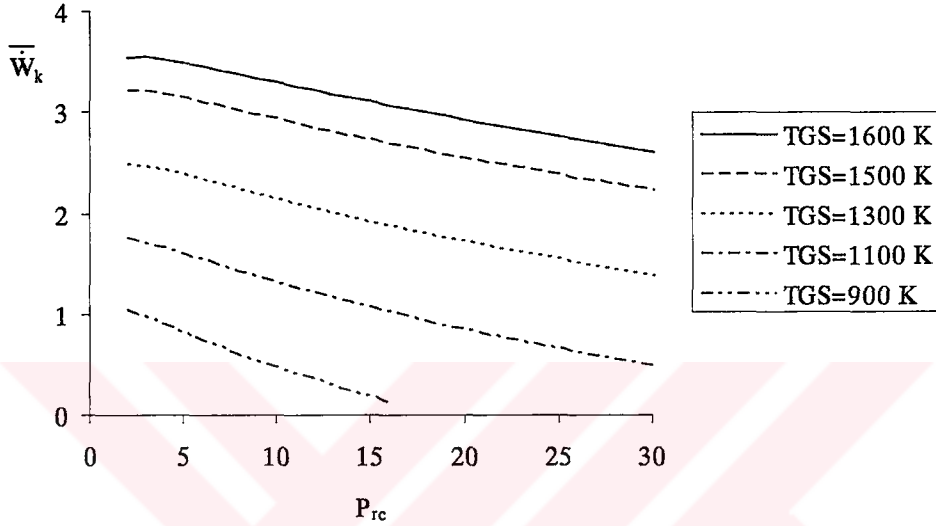
3.2.2 Kombine Çevrim Sisteminin Termodinamik Analizi

Kombine çevrim sistemi için güç ve termik verim bağıntıları, kompresör basınç oranının fonksiyonu olarak yazılmıştır. İncelemede, özgül ısıların sıcaklığın fonksiyonu olduğu gerçek hesaplama yöntemi kullanılmıştır. Analizin daha genel olması için hava debisi 1 kg/s alınmış ve güç ifadeleri de kompresör giriş şartı referans alınarak boyutsuz hale getirilmiştir. Yapılan analizlerde kompresör basınç oranı 2'den 40'a kadar değiştirilmiştir. Yakıt olarak ise, daha önceki kısımda olduğu gibi yine doğalgaz alınmış ve doğalgazın alt ısı değeri modele dışardan girilen bir değer olarak eklenmiştir. Farklı bir yakıt seçilmesi durumunda model buna da cevap vermektedir. İncelemelerde, atık ısı kazanındaki basınç kayıpları %2 kabul edilmiştir. Gaz türbini grubuna ait termodinamik büyüklükler aynen alınmıştır(Çizelge 3.1). Buhar türbini grubuna ait termodinamik büyüklükler ise Çizelge 3.6'da verilmiştir. İncelemelerde parametre olarak türbin giriş sıcaklığı(TGS), türbin ve kompresör izentropik verimleri(η), minimum sıcaklık farkı(MSF), kazan basıncı(P_k), kazan çıkışındaki kızgın buhar

sıcaklığı(T_k), buhar türbini iç verimi(η_{ti}) ve besleme suyu sıcaklığı(BSS) alınmıştır.

3.2.2.1 Türbin Giriş Sıcaklığının Kombine Çevrim Gücü ve Verimine Etkisi

Türbin giriş sıcaklığı(TGS) 900 K ile 1600 K arasında değiştirilerek kombine çevrim sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda elde edilen eğriler Şekil 3.20-3.23’da verilmiştir.

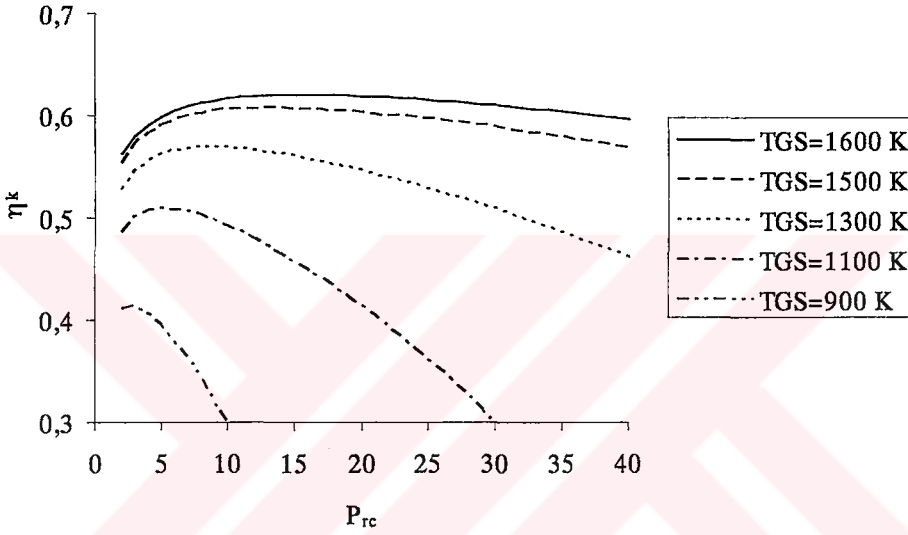


Şekil 3.20 Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi

Şekil 3.20’de kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi gösterilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı için, TGS’nin artmasıyla kombine çevrim gücü artmaktadır. Belirli bir TGS değeri için ise, kompresör basınç oranının artmasıyla güç sürekli düşmektedir. Dolayısıyla, kombine çevrim gücü için optimum bir nokta yoktur. Kombine çevrim gücünün yüksek olması isteniyorsa, düşük kompresör basınç oranlarında ve yüksek türbin giriş sıcaklıklarında çalışılmalıdır.

Şekil 3.21’de kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi verilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı dikkate alındığında, TGS’nin artışı kombine çevrim verimini de artırmaktadır. Belirli bir TGS değeri için, kombine çevrim verimi önce artmakta ve bir maksimumdan geçip sonrada düşmektedir. Dolayısıyla her TGS değeri için, kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum bir nokta vardır. Bu noktadaki basınç oranı ise optimum kompresör basınç oranı olarak tanımlanmıştır. Şekil incelendiğinde düşük TGS değerlerinde, kompresör basınç oranındaki belirli bir artış için kombine çevrim veriminin hızla düştüğü

görülmektedir. Bu nedenle özellikle düşük sıcaklıklarda optimum noktanın seçimi oldukça önemlidir. Yüksek sıcaklıklarda(1400 K ve üzeri) ise, kompresör basınç oranının artmasıyla kombine çevrim verimindeki düşüş daha yavaş olmakta ve optimum noktadan sonra verim eğrisi yataya yakın gitmektedir. Eğer sadece termodinamik analiz esas alınır, yüksek TGS değerlerinde optimum noktanın üzerinde seçim yapılması sonucu çok fazla değiştirmez. Kombine çevrim sisteminde verime göre optimum bir nokta bulunabiliyor iken, güç için optimum bir nokta yoktur. Bu nedenle kombine çevrim sisteminin dizaynında termoeconomik analizin kullanılması daha uygun olacaktır.

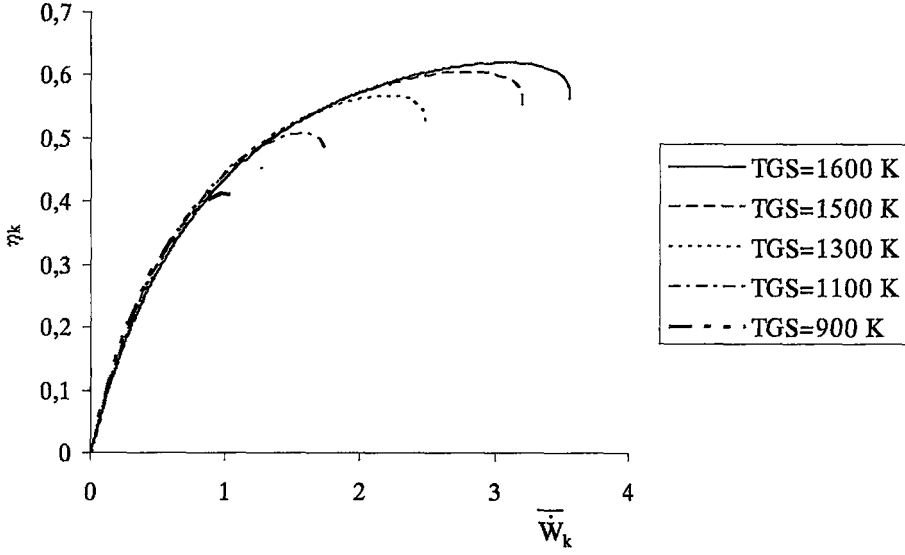


Şekil 3.21 Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi

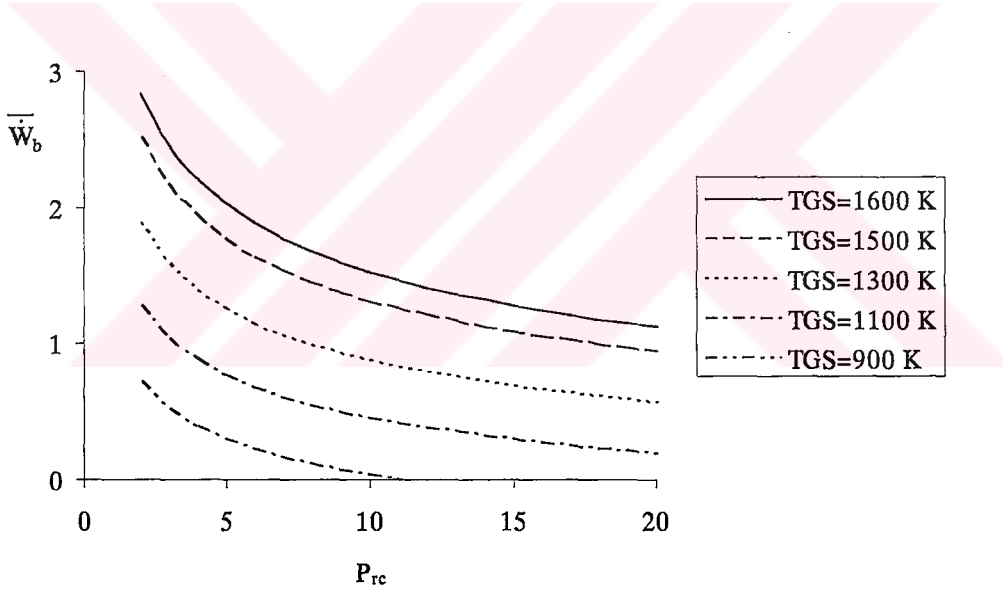
Çizelge 3.7 Kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum değerler

TGS(K)	$\eta_{k,mak}$	$P_{rc,opt}$
900	0,41356	3
1100	0,50913	5
1300	0,56891	9
1500	0,60718	13
1600	0,62059	16

Kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum değerler Çizelge 3.7’de verilmiştir. Buna göre kombine çevrim veriminin yüksek olması isteniyorsa, TGS mümkün olduğu kadar yüksek seçilmelidir.



Şekil 3.22 Kombine çevrim gücünün verimle değişimi



Şekil 3.23 Kompresör basınç oranı ile buhar türbini net gücünün değişimi

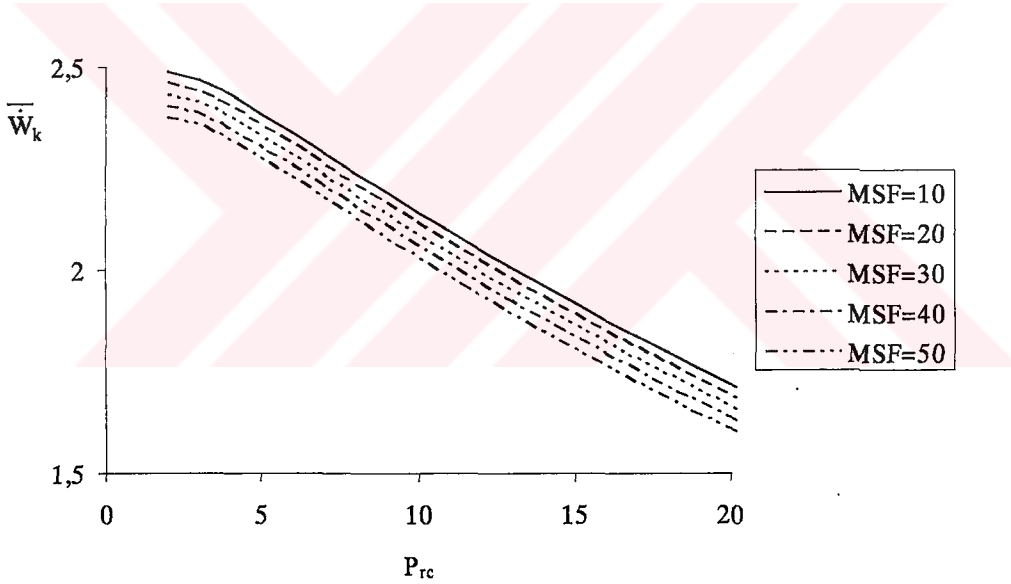
Şekil 3.22’de, kombine çevrim gücünün verimle değişimi aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Şekil 3.23’de ise, kompresör basınç oranı ile buhar türbini net gücünün değişimi verilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı için, TGS’nin artması ile buhar türbini net gücü de artmaktadır. Belirli bir TGS değeri için ise, buhar türbini net gücü kompresör basınç oranının artması ile sürekli düşmektedir. Çünkü, kompresör basınç oranının artması ile atık ısı kazanına gazların giriş sıcaklığı(TÇS) düşmekte, bu da AIK’nda üretilen buhar miktarını azaltarak buhar türbini

net gücünün düşmesine neden olmaktadır(Şekil 3.8).

3.2.2.2 Minimum Sıcaklık Farkının Kombine Çevri Gücü ve Verimine Etkisi

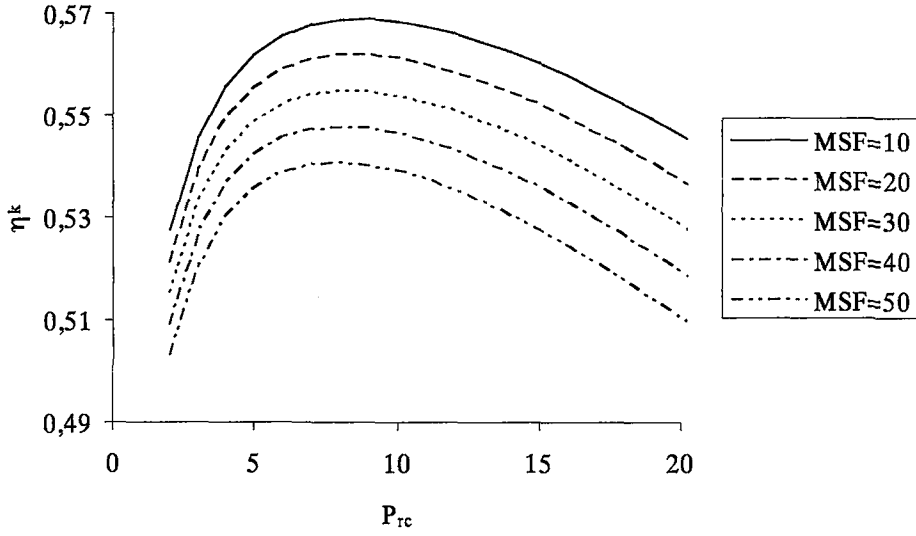
Bu kısımda minimum sıcaklık farkı 10 K ile 50 K arasında değiştirilerek, kombine çevrim sisteminin termodinamik analizi tekrarlanmıştır. Analiz sonucunda elde edilen eğriler Şekil 3.24-3.27’de verilmiştir.

Şekil 3.24’de, kompresör basınç oranının kombine çevrim gücüyle değişimi verilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı dikkate alındığında, MSF’nin azalması kombine çevrim gücünü artırmaktadır. Belirli bir MSF değeri için, kompresör basınç oranının artmasıyla kombine çevrim gücü sürekli düşmektedir. Eğer kombine çevrim gücünün yüksek olması isteniyorsa, MSF mümkün olduğu kadar düşük seçilmelidir. Fakat MSF’nin belirli bir değer altında olması pek uygun olmaz. Çünkü, MSF’nin düşmesi atık ısı kazanı boyutlarını artırarak maliyetin büyümesine neden olacaktır.

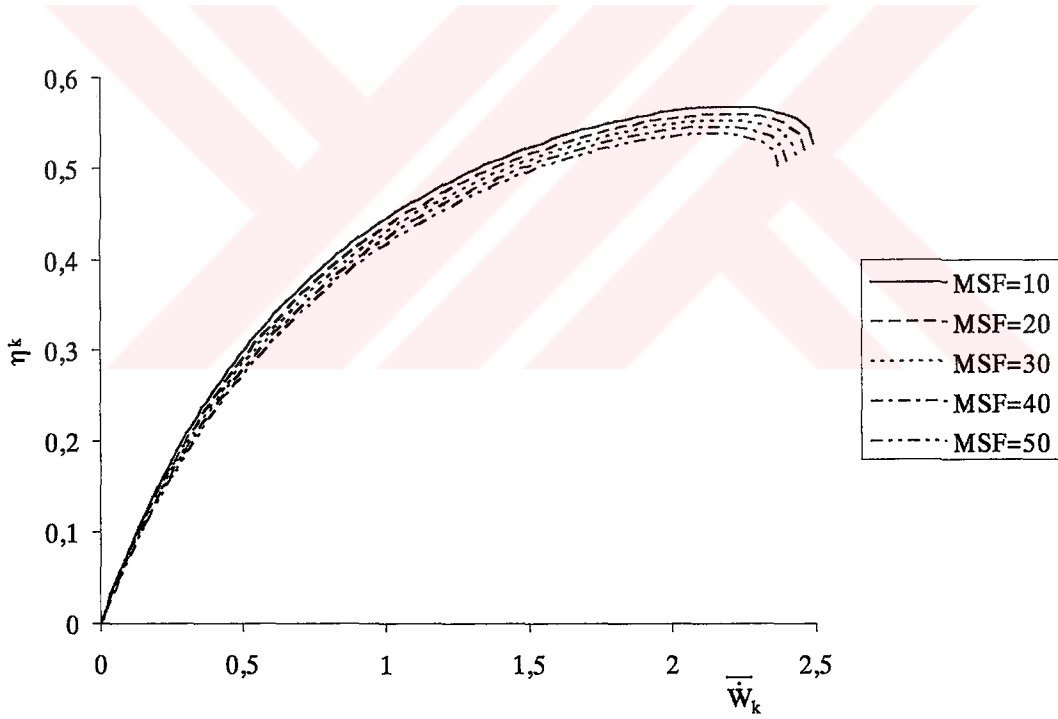


Şekil 3.24 Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi

Şekil 3.25’de kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi gösterilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı için, MSF’nin düşmesiyle verim artmaktadır. Belirli bir MSF değeri için, kompresör basınç oranının artmasıyla kombine çevrim verimi önce artmakta ve bir maksimumdan geçip sonrada düşmektedir. Kombine çevrim veriminin büyük olması isteniyorsa, MSF mümkün olduğu kadar düşük seçilmelidir.



Şekil 3.25 Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi



Şekil 3.26 Kombine çevrim gücünün verimle değişimi

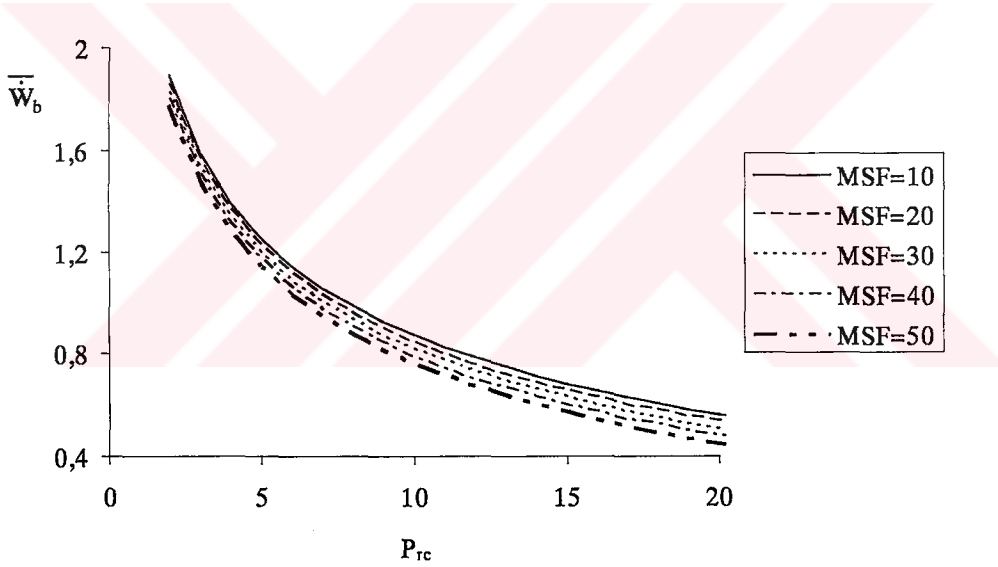
Şekil 3.26'da, kombine çevrim gücünün verimle değişimi gösterilmiştir.

Kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum değerler Çizelge 3.8'de verilmiştir. Çizelge 3.8 ve Şekil 3.25 incelendiğinde, MSF'nin optimum noktanın yeri üzerine çok fazla etkisinin olmadığı, verimin sadece değer olarak değiştiği görülmektedir.

Çizelge 3.8 Kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum değerler

MSF(K)	$\eta_{k,max}$	$P_{rc,opt}$
10	0,56891	9
20	0,56176	9
30	0,55471	8
40	0,54765	8
50	0,54055	8

Şekil 3.27’de, kompresör basınç oranının buhar türbini net gücüyle değişimi verilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı için, buhar türbini net gücü MSF’nin artmasıyla düşmektedir. Belirli bir MSF değeri için, kompresör basınç oranının artmasıyla buhar türbini net gücü sürekli azalmaktadır. Buhar türbini net gücünün yüksek olması isteniyorsa, MSF mümkün olduğu kadar düşük seçilmelidir.



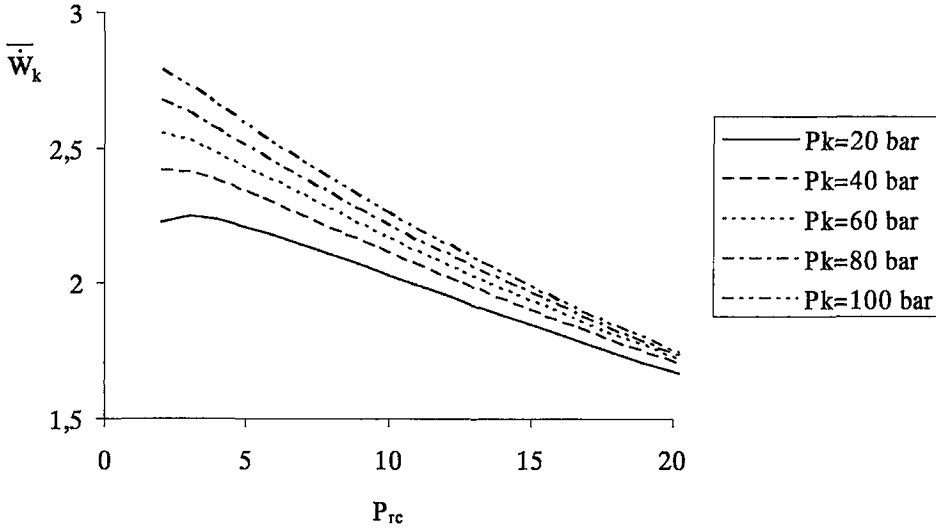
Şekil 3.27 Kompresör basınç oranı ile buhar türbini net gücünün değişimi

3.2.2.3 Kazan Basıncının Kombine Çevrim Gücü ve Verimine Etkisi

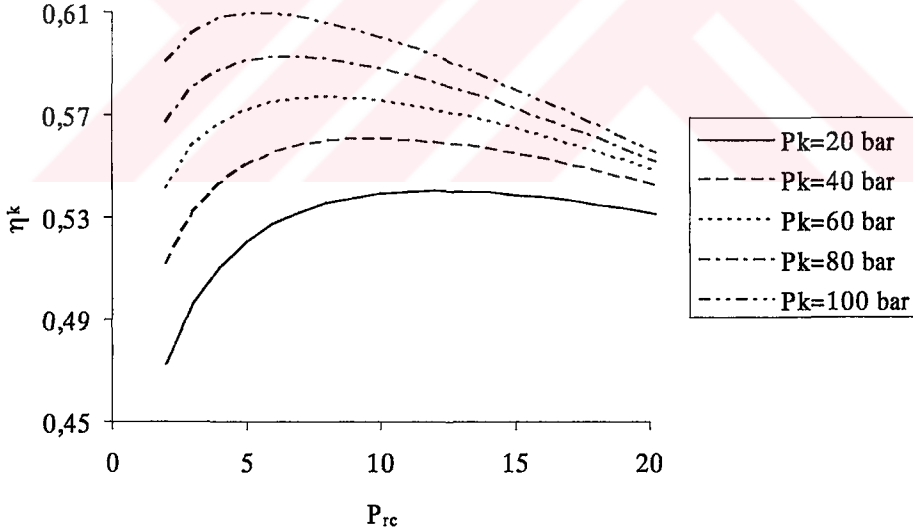
Atık ısı kazanı buhar basıncı(P_k) 20 bar ile 100 bar arasında değiştirilerek, kombine çevrim sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda kazan basıncının optimum noktalar üzerinde önemli bir parametre olduğu görülmüştür(Çizelge 3.9).

Şekil 3.28’de, kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi verilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı dikkate alındığında, kombine çevrim gücü kazan basıncının

artmasıyla artmaktadır. Belirli bir kazan basıncı için, kompresör basınç oranının artması ile güç sürekli olarak düşmektedir.



Şekil 3.28 Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim gücünün değişimi



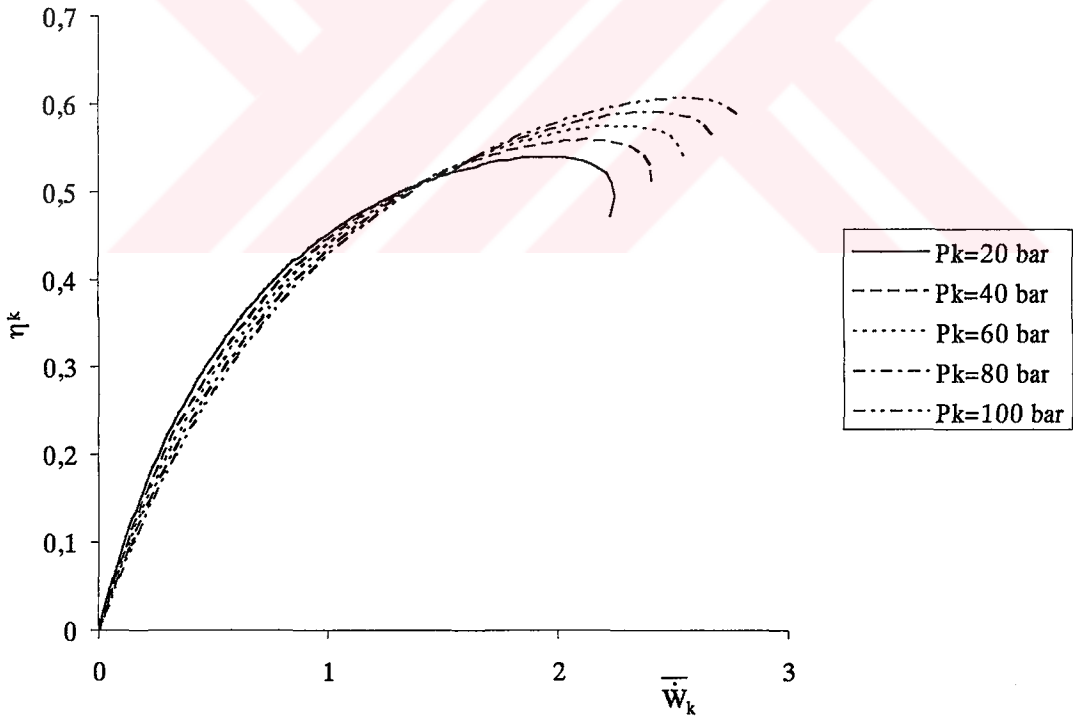
Şekil 3.29 Kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi

Şekil 3.29'da, kompresör basınç oranı ile kombine çevrim veriminin değişimi görülmektedir. Aynı kompresör basınç oranı için, kazan basıncının artmasına bağlı olarak kombine çevrim verimi de artmaktadır. Belirli bir kazan basıncı için ise, kompresör basınç oranının artışıyla verim önce artmakta, bir maksimumdan geçip daha sonra da düşmektedir. Dolayısıyla her

kazan basıncı için, kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum bir basınç oranı vardır. Bu optimum değerler Çizelge 3.9’da verilmiştir. Eğer verimin yüksek olması isteniyorsa, kazan basıncı mümkün olduğu kadar yüksek seçilmelidir. Bu ise atık ısı kazanı maliyetini artırabilir. Bu nedenle, maliyetin etkisi de incelenerek daha gerçekçi bir değerlendirme yapılabilir. Bu bölümde ise sadece termodinamik analiz esas alınmıştır. Maliyetle ilgili termoeconomik analiz ise sonraki bölümlerde ayrıntılı olarak ele alınacaktır.

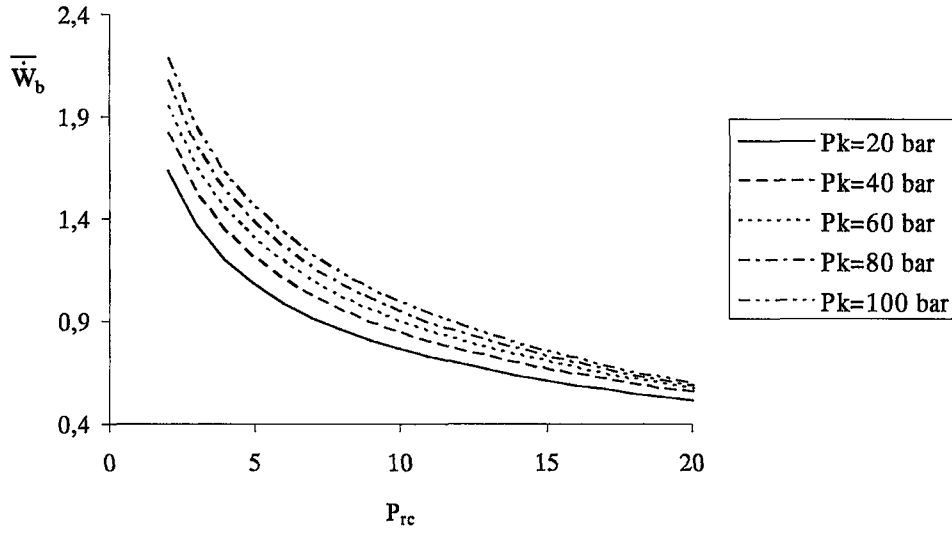
Çizelge 3.9 Kombine çevrim verimini maksimum yapan optimum değerler

P_k (bar)	$\eta_{k,max}$	$P_{rc,opt}$
20	0,54034	12
40	0,56063	10
60	0,57684	8
80	0,59252	7
100	0,60912	5



Şekil 3.30 Kombine çevrim gücünün verimle değişimi

Şekil 3.30’da, kombine çevrim gücünün verimle değişimi aynı eğri üzerinde birlikte gösterilmiştir.



Şekil 3.31 Kompresör basınç oranı ile buhar türbini net gücünün değişimi

Aynı kompresör basınç oranı için, kazan kasıncının artmasıyla buhar türbini net gücü de artmaktadır. Belirli bir kazan basıncı için, kompresör basınç oranının artmasıyla güç sürekli düşmektedir(Şekil 3.31).

3.2.2.4 Kızgın Buhar Sıcaklığının Kombine Çevri Gücü ve Verimine Etkisi

Kızgın buhar sıcaklığı(T_k) 670 K ile 910 K(357 °C ile 637 °C) arasında değiştirilerek termodinamik analiz tekrarlanmıştır. Analiz sonucunda kızgın buhar sıcaklığının kombine çevrim gücü ve verimi üzerinde çok etkin bir parametre olmadığı görülmüştür.

4. TERMOEKONOMİK ANALİZ

Termodinamik analiz, sistem performansını yani, sistemin gücünü ve verimini değerlendirir. Sadece termodinamik analizle bir sistemi dizayn etmek, ya da mevcut bir sistemi değerlendirmek doğru olmaz. Çünkü termodinamik analizde maliyetler dikkate alınmamaktadır. Dolayısıyla termodinamik açıdan uygun olan değerler her zaman ekonomik açıdan uygun olmayabilir. Aynı şekilde ekonomik açıdan uygun olan değerler de termodinamik açıdan her zaman uygun olmayabilir. Bu nedenle, mühendislik uygulamalarında hem termodinamik hem de ekonomik çözümler birlikte ele alınarak, en uygun çalışma şartlarının belirlenmesi gerekir. En uygun çalışma şartlarının belirlenmesinde kullanılan yöntemlerden biri de, termoeconomik analizdir.

Termoeconomik analizin amacı, birim elektrik enerjisi üretim maliyetlerini minimum yapmaktır. Sistemde birden fazla ürün olması durumunda, bütün ürün maliyetleri birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin fonksiyonu olarak düşünülmüştür. Dolayısıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyeti minimum yapıldığında, diğer ürün maliyetleri de minimum yapılmış olacaktır. Bulunan birim üretim maliyetleri, santrallerin birbirleriyle kıyaslanmalarında kullanılabilir.

Üçlü enerji üretiminin(elektrik, ısıtma, soğutma) olduğu trijenerasyon sistemlere termoeconomik analiz uygulanması, performans ve maliyeti birlikte değerlendirme imkanı sağlayacaktır. Trijenerasyon sistemleri ile enerji depolama sistemleri birleştirilerek çok amaçlı bir model oluşturulup, termoeconomik analizle birim ürün maliyetleri bulunabilir.

Bu çalışmada, kombine çevrim sistemleri farklı konfigürasyonlarda modellenip termoeconomik analizi yapılmıştır. Modelde gaz türbini grubu, buhar türbini grubu, apsorpsiyonlu soğutma sistemi, mekanik soğutma sistemi ve enerji depolama sistemi birer modül olarak düşünülmüş ve bunların farklı kombinizasyonları için termoeconomik çözümler elde edilmiştir. Birim ısı ve soğuk enerji maliyetleri, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin fonksiyonu olarak ifade edilmiştir. Dolayısıyla amaç fonksiyonu olarak, birim elektrik enerjisi üretim maliyetlerinin minimizasyonu alınmıştır. Visual Basic programlama dilinde yazılan programla, oluşturulan model çözümlenmiş ve minimum birim elektrik enerjisi üretim maliyetini veren şartlar belirlenmiştir.

4.1 Kombine Çevrim Sisteminin Termoeconomik Analizi

Kombine çevrim sistemi, gaz çevrimi(üst çevrim) ve buhar çevriminin(alt çevrim)

birleşmesinden oluşmaktadır. Sistemde ürün olarak sadece elektrik enerjisi üretiminin olduğu kabul edilmiştir. Kombine çevrim sisteminin güç ve verim ifadeleri, Bölüm 3.2.1’de verilmiştir. Dolayısıyla bu kısımda sadece maliyet ile ilgili denklemler çıkarılmıştır.

Amaç fonksiyonu olarak, kombine çevrim sisteminde birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin minimum yapılması alınmıştır.

4.1.1 Elektrik Enerjisi Üretim Maliyeti Hesabı

Elektrik enerjisinin maliyeti ile müşteriye satış fiyatı arasında fark vardır. Satış fiyatı, üretim maliyetine ilave olarak, taşıma ve dağıtım masraflarının da dahil olduğu bir miktar kar içerir. Elektrik satış fiyatının doğru bir şekilde belirlenebilmesi için, maliyetin doğru hesaplanması gerekir. Mühendislik hesaplamalarında çoğu zaman sadece mühendislik bilgileri yeterli olmaz. Mühendislikte alternatifler arasından seçim yapılırken ekonomik kriterlere ihtiyaç duyulur. Mühendislik ekonomisi yaklaşımı, bu amaçla projelerde doğru kararların alınması için oluşturulmuştur. Alternatif elektrik enerjisi üretim santrallerinin seçimi için yapılan ekonomik değerlendirme ve karşılaştırmada, elektrik enerjisi üretim maliyeti önemli bir kriterdir(Erdem, 2002, Aybers ve Şahin, 1995).

Elektrik enerjisi maliyeti üç kısımdan oluşmaktadır: üretim, taşıma ve dağıtım. Bu çalışmada, toplam maliyetin önemli bir kısmını oluşturan üretim maliyeti, yani santral çıkışındaki elektrik enerjisi üretim maliyeti esas alınmıştır. Belirli bir bölgeye kurulması düşünülen alternatif santraller içinde en uygun olanının seçilmesi amacıyla yapılan ekonomik değerlendirme ve karşılaştırmanın, sadece enerji üretim maliyetine göre yapılması yeterli olmaktadır. Çünkü belirli bir bölgeye kurulması düşünülen alternatif santraller için aynı taşıma ve dağıtım maliyeti söz konusudur. Dolayısıyla, taşıma ve dağıtım maliyetinin ekonomik karşılaştırma sonuçlarına bir etkisi olmayacaktır. Fakat, göz önüne alınan alternatif santrallerin teknik özellikleri nedeniyle, farklı bölgelerde kurulması gerekebilir. Bu durumda taşıma ve dağıtım maliyetleri de dikkate alınarak, bir ekonomik değerlendirme yapılmalıdır (Aybers ve Şahin, 1995).

Elektrik enerjisi üretim maliyetini hesaplayabilmek için, santrale yapılan masrafların bilinmesi gerekir. Bu masraflar sırasıyla; santral yeri masrafları, santralin inşaat masrafları, işletme başladıktan sonra olan yakıt masrafları, işletme ve bakım masraflarıdır. Belirli bir süre içinde yapılan bu masrafların tamamı, aynı süre içinde üretilen elektrik enerjisi miktarına bölünerek, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti bulunabilir. Hesaplamalarda ortalama yıllık elektrik enerjisi üretim miktarı esas alındığından, masraflar da yıllık olarak düşünülmüştür.

Bunun için, toplam yatırım maliyeti bulunarak sabit yıllık sermaye maliyetine dönüştürülmeli, yıllık yakıt maliyeti ve yıllık işletme-bakım maliyetleri bulunmalıdır.

İşletme ve bakım maliyetleri, işletme esnasındaki tüm işçilik, malzeme tedarik ve depolama, tamir ve bakım, sigorta gibi masrafları içine almaktadır. İşletme ve bakım maliyetleri, kullanma süresi veya şebeke yük faktöründen bağımsız sabit maliyetler ve üretilen elektrik enerjisi miktarı ile orantılı yıllık değişken maliyetler kısmından oluşmaktadır. Alternatif elektrik üretim tesislerinin birim elektrik enerjisi üretim maliyetleri içindeki yatırım, yakıt, işletme ve bakım maliyetlerinin ağırlıkları farklıdır. İşletme ve bakım maliyetlerinin toplam maliyet içindeki payı, yatırım maliyeti ve yakıt maliyetinin payına göre oldukça düşüktür. Dolayısıyla termoeconomik optimizasyonda işletme ve bakım maliyetlerinin ihmal edilmesi, optimum sonuçları çok fazla değiştirmemektedir(Erdem ve Sevilgen, 2002, Aybers ve Şahin, 1995). Bu nedenle; incelemelerde işletme ve bakım maliyetleri hesaba katılmamıştır.

4.1.2 Yatırım Maliyeti

4.1.2.1 Gaz Türbini Grubu Yatırım Maliyeti

Gaz türbini grubunun yatırım maliyeti; gaz türbini, yanma odası ve kompresör yatırım maliyetlerinin toplamından oluşmaktadır. Buna göre gaz türbini grubu yatırım maliyeti (I_{GG});

$$I_{GG} = I_{GT} + I_{YO} + I_{KOMP} \quad (\$) \quad (4.1)$$

şeklinde olur. Burada I_{GT} gaz türbini yatırım maliyetini, I_{YO} yanma odası yatırım maliyetini ve I_{KOMP} kompresör yatırım maliyetini göstermektedir(Denklem 4.2-4.4). Komponentlere ait yatırım maliyetleri farklı literatürlerde mevcuttur. Bu çalışmada, komponentlerin geometrik ve termodinamik özelliklerine bağlı maliyet denklemleri verilmiştir(Silveira ve Tuna, 2003). Hesaplamalarda da bu maliyet denklemleri kullanılmıştır. Buna göre;

$$I_{GT} = \left(\frac{1536 \cdot \dot{m}_g}{0,92 - \eta_{tis}} \right) \cdot \ln \left(\frac{P_3}{P_4} \right) \cdot [1 + \exp(0,036 \cdot T_3 - 54,4)] \quad (\$) \quad (4.2)$$

$$I_{YO} = \left(\frac{48,64 \cdot \dot{m}_h}{0,995 - \frac{P_3}{P_2}} \right) \cdot [1 + \exp(0,018 \cdot T_3 - 26,4)] \quad (\$) \quad (4.3)$$

$$I_{KOMP} = \left(\frac{75 \cdot \dot{m}_h}{0,9 - \eta_{cis}} \right) \cdot P_{rc} \cdot \ln(P_{rc}) \quad (\$) \quad (4.4)$$

4.1.2.2 Buhar Türbini Grubu Yatırım Maliyeti

Buhar türbini grubunun yatırım maliyeti(I_{BG}); buhar türbini, kondenser, pompa, atık ısı kazanı ve jeneratör yatırım maliyetlerinin toplamından oluşmaktadır.

$$I_{BG} = I_{BT} + I_{KON} + I_P + I_{AIK} + I_J \quad (\$) \quad (4.5)$$

Burada I_{BT} buhar türbini yatırım maliyeti, I_{KON} kondenser yatırım maliyeti, I_P pompa yatırım maliyeti, I_{AIK} atık ısı kazanı yatırım maliyeti ve I_J jeneratör yatırım maliyeti olup, sırasıyla Denklem 4.6-4.10'da verilmiştir(Silveira ve Tuna, 2003).

$$I_{BT} = 6000 \cdot \dot{W}_b^{0,7} \quad (\$) \quad (4.6)$$

$$I_{KON} = 1773 \cdot \dot{m}_b \quad (\$) \quad (4.7)$$

$$I_P = 3540 \cdot \dot{W}_p^{0,71} \quad (\$) \quad (4.8)$$

$$I_{AIK} = 4745 \cdot \left[\frac{\dot{m}_b \cdot (h_7 - h_6)}{\log(T_4 - T_5)} \right]^{0,8} \cdot 11820 \cdot \dot{m}_b + 658 \cdot \dot{m}_g \quad (\$) \quad (4.9)$$

$$I_J = 60 \cdot \dot{W}_b^{0,95} \quad (\$) \quad (4.10)$$

4.1.2.3 Direk İnşaat Bedeli

Kombine çevrim sisteminin direk inşaat bedeli(I_d), gaz türbini grubu yatırım maliyeti ile buhar türbini grubu yatırım maliyetinin toplamından oluşmaktadır.

$$I_d = I_{GG} + I_{BG} \quad (\$) \quad (4.11)$$

4.1.2.4 İnşaat Süresince Eskalasyon Yükü

İnşaat periyodu boyunca kullanılan malzeme, teçhizat ve işçilik fiyatlarında artış olmaktadır. Bu artış eskalasyon olarak adlandırılmaktadır. İnşaat süresi boyunca yapılacak yatırımlar için bir harcama dağılımı belirlenmelidir. Bu çalışmada kabul edilen harcama dağılımı Çizelge 4.1'de verilmiştir. Harcama dağılım modeliyle, inşaat süresince yapılacak yatırımlar zaman içine yayılacağından, inşaat periyodunda yapılan gerçek toplam yatırım eskalasyon etkisiyle, inşaat başlangıç tarihi için geçerli olan direk inşaat bedelinden daha yüksek olacaktır. Yıllık eskalasyon oranı(e) ve harcama dağılım modeli yardımıyla inşaat süresi içinde herhangi bir yıla ait eskalasyon yükü(EY) ve eskale edilmiş yıllık gerçek harcama belirlenebilir(Aybers ve Şahin, 1995, Erdem, 2002).

Buna göre; inşaat süresi boyunca yıllık harcama yüzdesi $y(t)$ ile gösterilirse, herhangi bir t yılına ait eskalasyonsuz harcama miktarı $Y(t)$;

$$Y(t) = I_d \cdot y(t) \quad (\$) \quad (4.12)$$

eskale edilmiş yıllık harcama miktarı $Y_e(t)$;

$$Y_e(t) = Y(t) \cdot (1 + e)^t \quad (\$) \quad (4.13)$$

eskalasyon yükü EY ise;

$$EY = Y_e(t) - Y(t) = Y(t) \cdot [(1 + e)^t - 1] \quad (\$) \quad (4.14)$$

ifadeleri ile hesaplanabilir(Aybers ve Şahin, 1995).

Çizelge 4.1 Harcama dağılım modeli(Şahin, 1994)

Eskalasyon Periyodu(t(yıl))	Harcama Dağılımı, $y(t)$
1	%11
2	%19
3	%45
4	%25

4.1.2.5 İnşaat Süresince Faiz Yükü

İnşaat süresi boyunca yapılan yıllık eskale edilmiş harcama miktarının($Y_e(t)$) kredi olarak alındığı kabul edilmiştir. Bu durumda inşaat periyodunun sonunda, eskale edilmiş harcama miktarına ilave olarak bir faiz yükünün de geri ödenmesi gerekmektedir(Aybers ve Şahin, 1995). İnşaat süresi içinde herhangi bir t yılının başında kredi olarak kullandırılan eskale edilmiş harcama miktarı için, inşaatın bitiminde geri ödenmesi gereken borç $T(t)$, faiz yükü de dahil olmak üzere;

$$T(t) = Y_e(t) \cdot [(1 + i)^{L+1-t}] \quad (\$) \quad (4.15)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada L inşaat süresini, i faiz oranını ve $(L+1-t)$ büyüklüğü ise faiz periyodunu göstermektedir. Faaliyet yılı için gerekli kredi yılın sonunda kullanılırsa, faiz periyodu $(L-t)$ olur.

Bir t yılı için alınan $Y_e(t)$ miktarındaki kredinin faiz yükü FY ise;

$$FY = T(t) - Y_e(t) = Y_e(t) \left[(1+i)^{L+1-t} - 1 \right] \quad (\$) \quad (4.16)$$

ifadesi ile hesaplanabilir.

4.1.2.6 Toplam Yatırım Maliyeti

Eskalasyon ve faiz yükleri de dahil olmak üzere, inşaatın bitimindeki toplam yatırım maliyeti,

$$I_k = \sum_{t=1}^L T(t) = I_d \cdot \sum_{t=1}^L y(t) \cdot (1+e)^t \cdot (1+i)^{L+1-t} = I_d \cdot \beta \quad (\$) \quad (4.17)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada β eskalasyon ve faiz yük katsayısı olup harcama dağılım yüzdesine, eskalasyon oranına, eskalasyon periyoduna, faiz oranına ve inşaat süresine bağlı ekonomik bir sabittir. Bu değer ülkenin yapısına ve ekonomik şartlarına bağlı olarak değişmektedir. Bu çalışmada harcama dağılımı Çizelge 4.1'deki gibi, inşaat süresi $L=4$ yıl, eskalasyon oranı $e=\%5$, faiz oranı $i=\%8$ kabul edilmiş ve eskalasyon ve faiz yük katsayısı $\beta=1,3568$ olarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla termoekonomik hesaplamalarda $\beta=1,3568$ alınmıştır.

4.1.2.7 Yıllık Sermaye Maliyeti

Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti hesaplamasında toplam yatırım maliyetinin, yıllık sermaye maliyetine dönüştürülmesi gerekir. Yıllık sermaye maliyetini farklı metotlarla hesaplamak mümkündür. Burada sabit yıllık sermaye maliyeti metodu kullanılmıştır. Amortisman katsayısı kullanılarak, sabit yıllık sermaye maliyeti bulunabilir. Bir tesisin kuruluşunda yapılan toplam yatırım masraflarının, kredi alınmışsa kredinin faizi de dahil olmak üzere, belirli bir sürede geri ödenmesi amacıyla, toplam yatırım değerinin önceden belirlenmiş bir kısmının, sermaye maliyeti olarak her yıl işletme gelirlerinden ayrılması ve vergi dışı bırakılması işlemine amortisman denilmektedir (Aybers ve Şahin, 1995). Amortisman katsayısı a ;

$$a = \frac{r \cdot (1+r)^n}{(1+r)^n - 1} \quad (4.18)$$

şeklinde ifade edilir. Burada r iskonto oranını, n ise santral ömrünü göstermektedir. Hesaplamalarda iskonto oranı $r=\%10$ ve santral ömrü $n=25$ yıl kabul edilmiştir (Şahin, 1994). Amortisman katsayısı kullanılarak sabit yıllık sermaye maliyeti C_k ;

$$C_k = I_k \cdot a \quad (\$/yıl) \quad (4.19)$$

olarak elde edilir. Sabit yıllık sermaye maliyeti santralin yıllık ortalama elektrik enerjisi üretim miktarına bölünerek, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içindeki sermaye maliyetlerinin payı bulunabilir. Kombine çevrim santralının yıllık ortalama elektrik enerjisi üretimi E_e ;

$$E_e = H \cdot \dot{W}_k = 8760 \cdot L_f \cdot \dot{W}_k \quad (\text{kW}_e\text{h/yıl}) \quad (4.20)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Burada; $\dot{W}_k$ kombine çevrim gücünü, H yıllık işletme saatini, L_f bir değere getirilmiş ortalama şebeke yük faktörünü göstermektedir. L_f ; santralin bir yıl boyunca ürettiği elektriğin, o yıl içerisinde tam kapasite ile çalışması durumunda üreteceği elektriğe oranıdır. L_f yıldan yıla değişmektedir (Şahin, 1994). Bu nedenle, ülkemizdeki durum da göz önünde tutularak, hesaplamalarda bir değere getirilmiş ortalama şebeke yük faktörü 0,73 olarak alınmıştır.

Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde yatırım maliyetlerinin payı g_k ;

$$g_k = \frac{C_k}{E_e} \quad (\text{cent/kW}_e\text{h}) \quad (4.21)$$

şeklinde ifade edilir.

4.1.3 Yıllık Yakıt Maliyeti

Kömür, fuel-oil, linyit ve doğalgaz gibi fosil yakıtlarla çalışan santrallerde birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin önemli bir kısmını yakıt maliyeti oluşturmaktadır. Bu nedenle, yıllık yakıt tüketiminin ve birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içindeki yakıt maliyetinin payının bulunması gerekir. H_u kullanılan yakıtın alt ısı değeri, q özgül ısı sarfiyatı, η_k kombine çevrim verimi olmak üzere, yıllık yakıt tüketimi m_f ;

$$m_f = \frac{q \cdot E_e}{H_u} \quad (\text{ton/yıl veya kg/yıl}) \quad (4.22)$$

$$q = \frac{3600}{\eta_k} \quad (\text{kJ/kW}_e\text{h}) \quad (4.23)$$

şeklinde ifade edilebilir. Yıllık yakıt tüketimi yakıt fiyatı ile çarpılarak, yıllık yakıt maliyeti (C_f) hesaplanabilir.

$$C_f = m_f \cdot F = \frac{3600 \cdot 8760 \cdot \dot{W}_k \cdot L_f \cdot F}{H_u \cdot \eta_k} \quad (\$/\text{yıl}) \quad (4.24)$$

Burada; F (\$/kg veya \$/Nm³) yakıt fiyatını gösterir. Hesaplamalarda yakıt olarak doğalgaz seçilmiş ve doğalgazın birim fiyatı da $F=0,176$ \$/kg alınmıştır (Erdem vd., 2003a). Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içerisindeki yakıt maliyetlerinin payı g_f ; yıllık yakıt tüketimi yıllık elektrik enerjisi üretim miktarına bölünerek bulunabilir.

$$g_f = \frac{C_f}{E_e} = \frac{3600.F}{H_u \cdot \eta_k} \quad (\text{cent/kW}_e\text{h}) \quad (4.25)$$

Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içerisindeki yakıt maliyetlerinin payı kombine çevrim verimi, kullanılan yakıtın alt ısı değeri ve yakıt fiyatının fonksiyonu olup, sabit bir değerdir. Buna karşılık yıllık yakıt tüketimi ise; üretilen elektrik enerjisi miktarı ile artar ve bu nedenle değişken bir maliyettir.

4.1.4 Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyeti

Santrallerin birbirleriyle mukayeseleri yapılırken farklı yöntemler kullanılabilir. Bunlardan bir tanesi de birim elektrik enerjisi üretim maliyetine göre karşılaştırmadır. Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti (g); birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içindeki yatırım maliyetlerinin payı g_k ve yakıt maliyetlerinin payı g_f toplanarak bulunabilir (Denklemler 4.25 ve 4.26).

$$g = g_k + g_f \quad (\text{cent/kW}_e\text{h}) \quad (4.26)$$

4.1.5 Termodinamik Değerlendirme

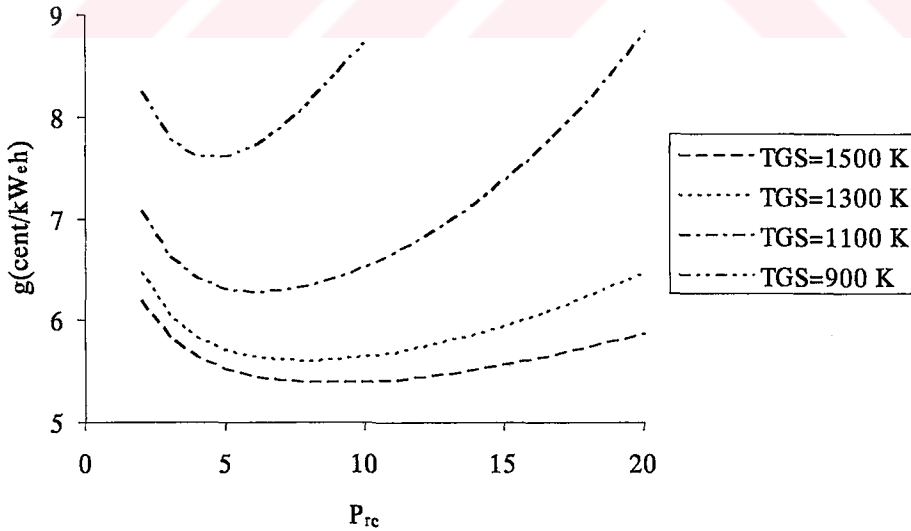
Yapılan analizler sonucunda, kombine çevrim sistemi için birim elektrik enerjisi üretim maliyeti hesaplanmıştır. Hesaplamalarda optimum sonuçları değiştirmediği için, işletme ve bakım maliyetlerinin etkisi ihmal edilmiştir. Kompresör basınç oranı 2'den 20'ye kadar değiştirilerek, kompresör basınç oranının, kombine çevrim gücünün ve kombine çevrim veriminin birim elektrik enerjisi üretim maliyeti ile değişimi incelenmiştir. Analizlerde gaz türbini giriş sıcaklığı, türbin ve kompresör izentropik verimleri, hava debisi, yakıt fiyatı, atık ısı kazanındaki minimum sıcaklık farkı, kazan basıncı, kızgın buhar sıcaklığı, buhar türbini iç verimi, kazan besleme suyu sıcaklığı, iskonto oranı ve inşaat yük faktörü parametre olarak alınmış ve her bir parametre için birim elektrik enerjisi üretim maliyetini minimum yapan optimum şartlar belirlenmiştir.

4.1.5.1 Türbin Giriş Sıcaklığının Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

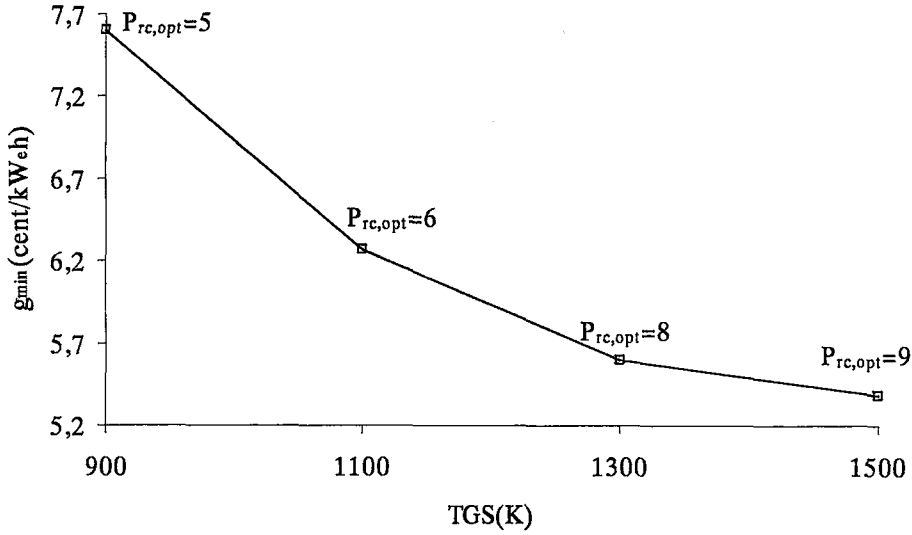
Türbin giriş sıcaklığı parametre olarak alınmış ve 900 K ile 1500 K arasında değiştirilerek birim elektrik enerjisi üretim maliyeti bulunmuştur. Daha sonra birim elektrik enerjisi üretim

maliyetinin kompresör basınç oranı, kombine çevrim gücü ve kombine çevrim verimiyle olan değişimi incelenerek, minimum birim elektrik enerjisi üretim maliyetini veren şartlar belirlenmiştir. Maliyet hesaplamalarında kullanılan gaz türbini yatırım maliyet denklemi(Denklem 4.2), maksimum 1500 K'e kadarki sıcaklıklara cevap vermektedir. 1500 K'den sonraki sıcaklıklar için termoekonomik sonuçlar hatalı olmaktadır. Pratik uygulamalarda da gaz türbini giriş sıcaklığı genellikle 1500 K civarındadır(Silveira ve Tuna, 2003, Horlock, 1997).

Şekil 4.1'de kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi gösterilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı için, türbin giriş sıcaklığının artmasıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyeti düşmektedir. Belirli bir türbin giriş sıcaklığı esas alındığında, kompresör basınç oranının artması ile birim elektrik enerjisi üretim maliyeti düşmekte ve bir minimumdan geçtikten sonra artmaktadır. Birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin minimum olduğu nokta, termoekonomik açıdan optimum noktayı göstermektedir. Bu noktadaki basınç oranı da, optimum kompresör basınç oranıdır($P_{rc,opt}$). Türbin giriş sıcaklığı ile minimum birim elektrik enerjisi üretim maliyetlerinin değişimi incelenmiş ve elde edilen sonuçlar ayrı bir grafiğe aktarılmıştır(Şekil 4.2). Şekil incelendiğinde, her bir türbin giriş sıcaklığı için minimum maliyet ve optimum basınç oranı aynı eğri üzerinde görülebilmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artmasıyla optimum kompresör basınç oranı da artmaktadır.

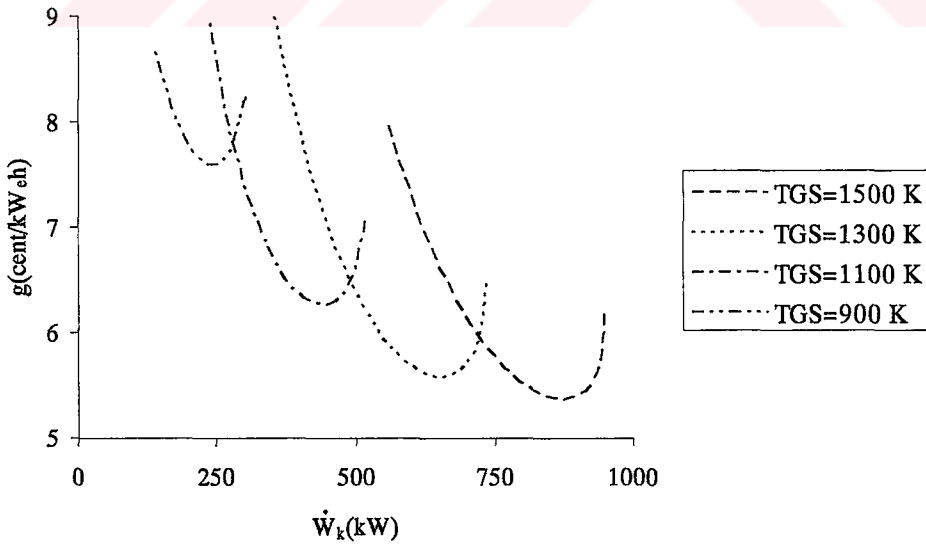


Şekil 4.1 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi



Şekil 4.2 Türbin giriş sıcaklığı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

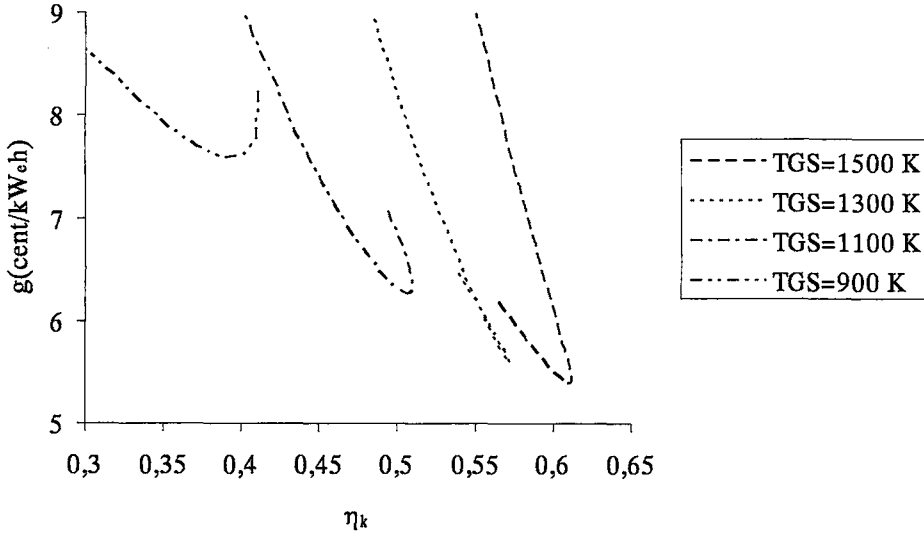
Şekil 4.3'de kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi görülmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile güç artmakta, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti ise düşmektedir. Belirli bir türbin giriş sıcaklığı değeri için, gücün artması ile birim elektrik enerjisi üretim maliyeti önce düşmekte, bir minimumdan geçtikten sonra da artmaktadır.



Şekil 4.3 Kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

Şekil 4.4'de, kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

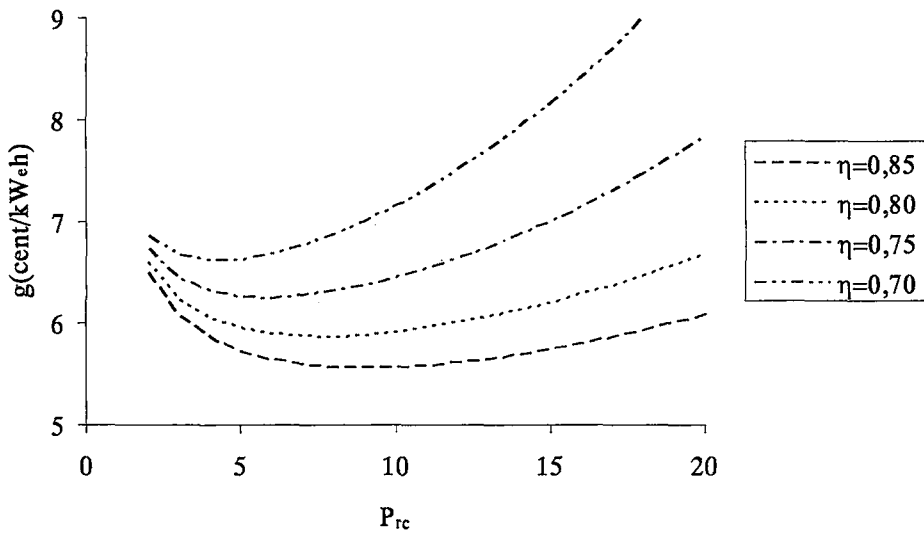
gösterilmiştir. Buradaki değişim karakteristiği Şekil 4.3’dekine benzemektedir.



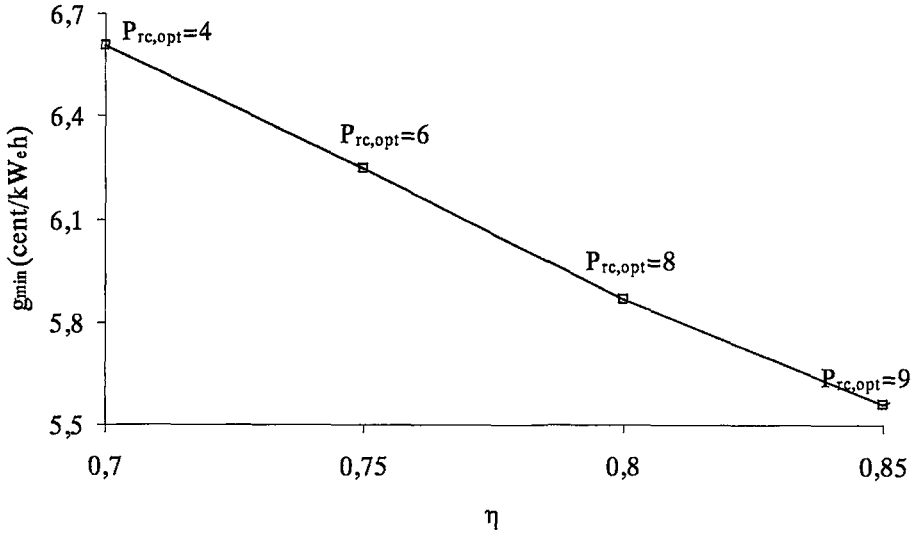
Şekil 4.4 Kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

4.1.5.2 Türbin ve Kompresör İzentropik Verimlerinin Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

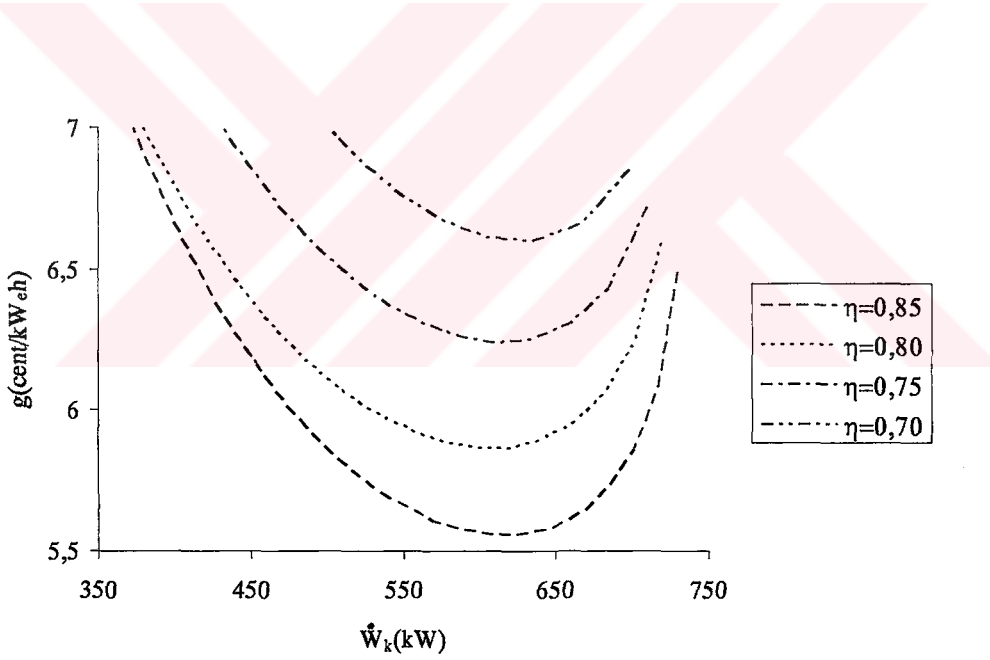
Türbin ve kompresör izentropik verimleri 0,70 ile 0,85 arasında değiştirilerek birim elektrik enerjisi üretim maliyeti hesaplanmış ve birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin kompresör basınç oranı, kombine çevrim gücü ve kombine çevrim verimiyle olan değişimi incelenmiştir.



Şekil 4.5 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi



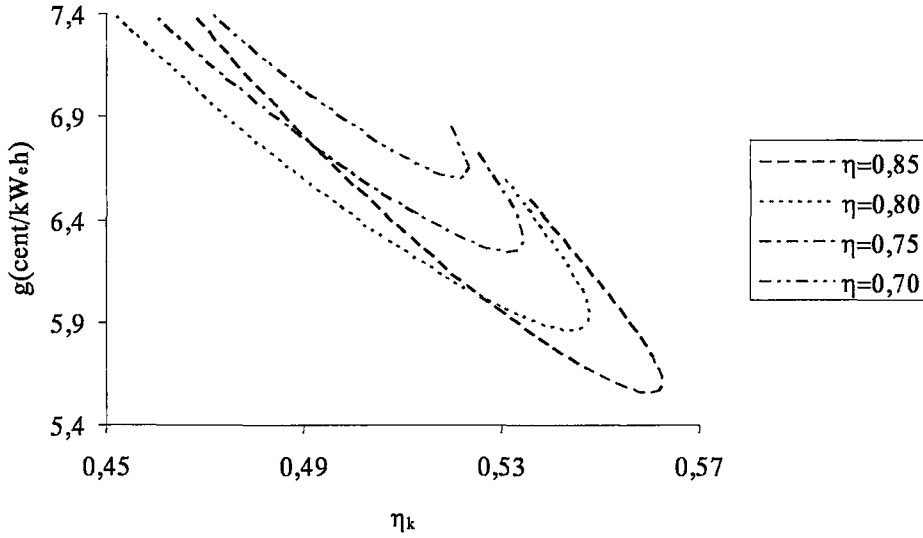
Şekil 4.6 İzentropik verim ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi



Şekil 4.7 Kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

Şekil 4.5’de, kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi gösterilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı için, izentropik verim arttıkça birim elektrik enerjisi üretim maliyeti düşmektedir. Belirli bir izentropik verim değeri için, kompresör basınç oranı artışına bağlı olarak birim elektrik enerjisi üretim maliyeti önce düşmekte, bir minimumdan geçip daha sonra artmaktadır. Dolayısıyla her izentropik verim değeri için,

birim elektrik enerjisi üretim maliyetini minimum yapan optimum bir nokta vardır(Şekil 4.6).

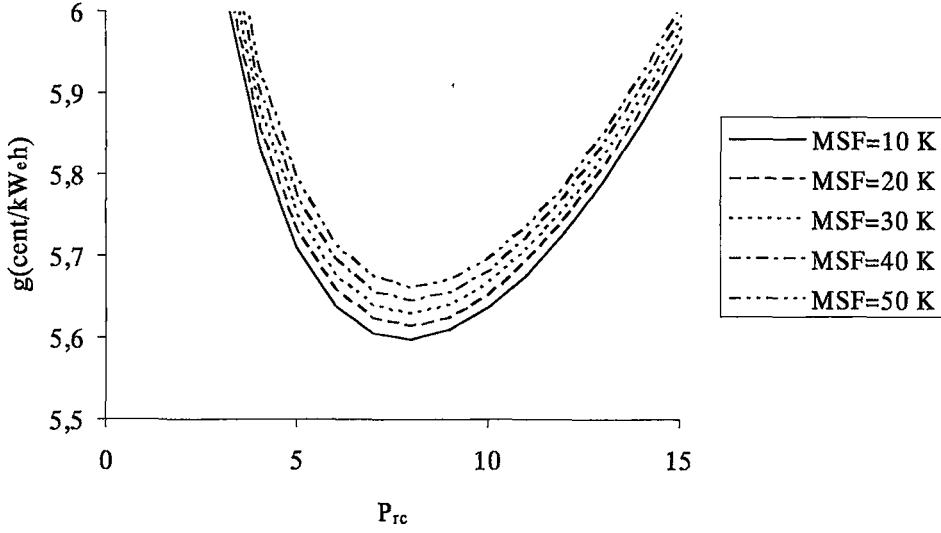


Şekil 4.8 Kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

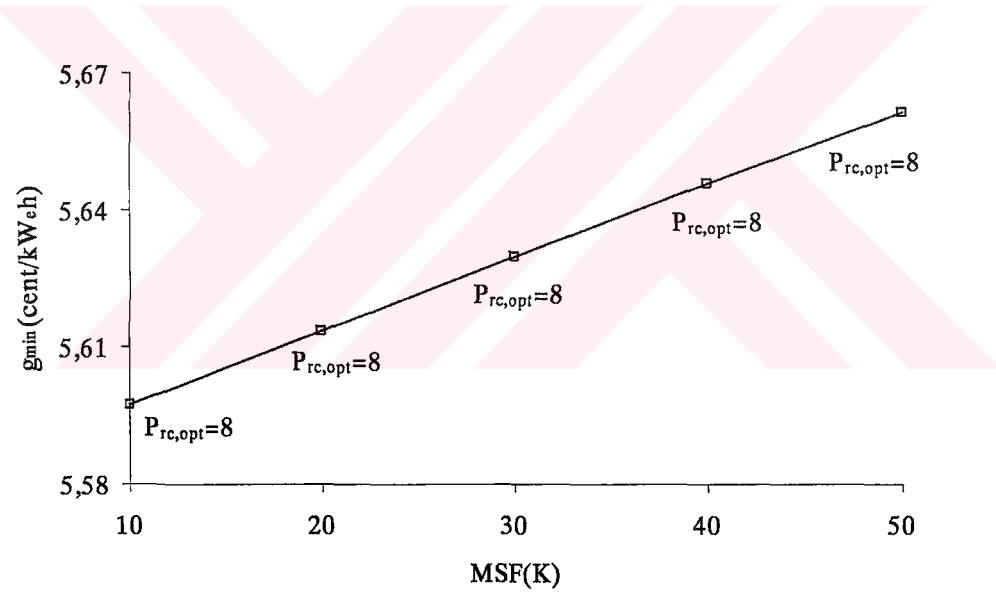
Şekil 4.7 ve 4.8’de, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin sırasıyla kombine çevrim gücü ve verimiyle değişimi verilmiştir. Maliyetin minimumdan geçtiği noktalardaki güç ve verimde, optimum güç ve verimi göstermektedir.

4.1.5.3 Minimum Sıcaklık Farkının Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

Minimum sıcaklık farkı 10 K ve 50 K arasında değiştirilerek, termoeconomik analizler tekrarlanmıştır. Şekil 4.9’da, kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi verilmiştir. Aynı P_{rc} için, minimum sıcaklık farkının artması ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin arttığı, fakat artış hızının oldukça yavaş olduğu görülmüştür. Dolayısıyla; MSF’nın birim elektrik enerjisi üretim maliyeti üzerine çok fazla etkisi yoktur. Bu durum, minimum sıcaklık farkının birim elektrik enerjisi üretim maliyetiyle değişiminin gösterildiği Şekil 4.10’da da, açık bir şekilde görülmektedir. Minimum sıcaklık farkının değişmesiyle optimum nokta değişmemekte, $P_{rc,opt}=8$ olarak sabit kalmaktadır.

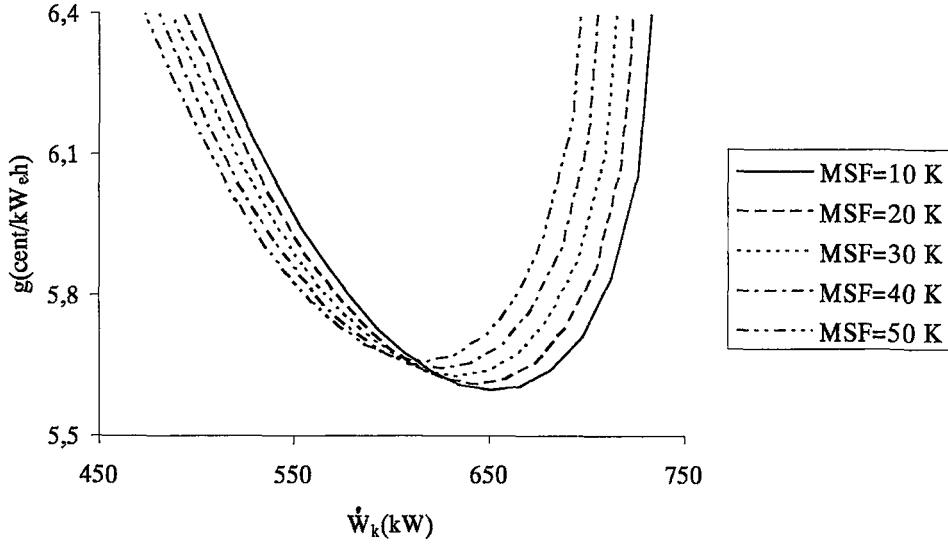


Şekil 4.9 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

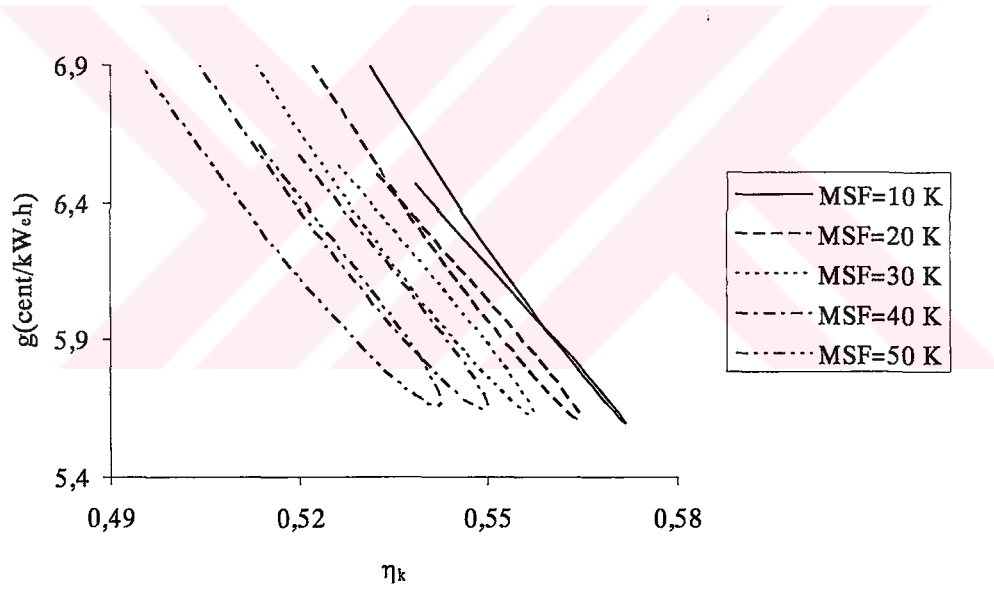


Şekil 4.10 Minimum sıcaklık farkı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

Şekil 4.11 ve Şekil 4.12'de, sırasıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin kombine çevrim gücü ve kombine çevrim verimiyle değişimi verilmiştir. Eğrilerde maliyetin minimumdan geçtiği noktalardaki güç ve verim, optimum güç ve verim değerlerini göstermektedir.



Şekil 4.11 Kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi



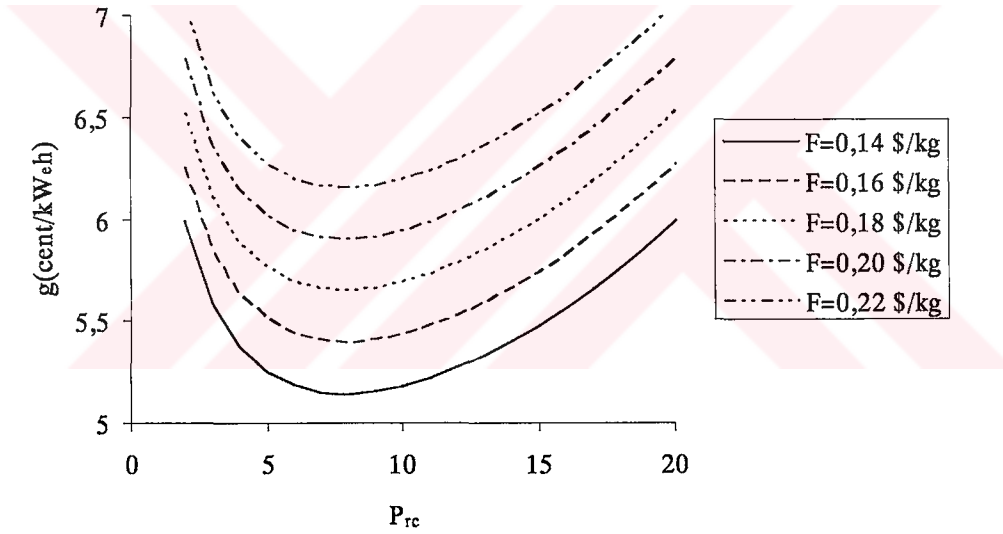
Şekil 4.12 Kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

4.1.5.4 Yakıt Fiyatının Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

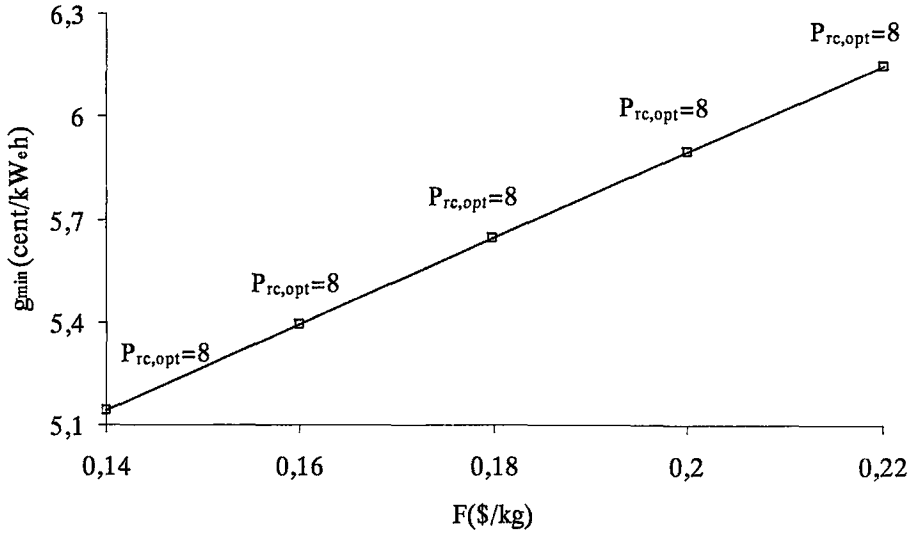
Kojenerasyon sistemlerinde, üretim maliyeti içinde yakıt maliyetinin payının büyük olması kullanılacak yakıtın önemini artırır. Kullanılan yakıtın türüne ve fiyatına bağlı olarak birim elektrik enerjisi üretim maliyeti de önemli ölçüde değişmektedir. Türkiye’de ekonomideki hızlı değişimlere bağlı olarak, yakıt fiyatların çok hızlı değişiklik göstermesi ürün maliyetlerini de hızla artırmaktadır. Kombine çevrim sisteminin kuruluş aşamasında yakıt

fiyatlarının değerine bağlı olarak ekonomik olan ürün fiyatları, daha sonra piyasa koşullarında diğer sistemlerin üretim maliyetlerinden daha yukarıda kalarak avantajını kaybedebilmektedir(Erdem ve Sevilgen, 2002).

Bu kısımda, yakıt fiyatı 0,14 \$/kg ile 0,22 \$/kg arasında değiştirilerek birim elektrik enerjisi üretim maliyeti hesaplanmış ve birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin kompresör basınç oranı, kombine çevrim gücü ve kombine çevrim verimiyle olan değişimi gösterilmiştir(Şekil 4.13). Aynı kompresör basınç oranı için, yakıt fiyatının düşmesiyle birim elektrik enerjisi üretim maliyeti de düşmektedir. Belirli bir yakıt fiyatı esas alındığında, kompresör basınç oranının artması ile birim elektrik enerjisi üretim maliyeti önce düşmekte ve minimumdan geçtikten sonra artmaktadır. Yakıt fiyatının minimum birim elektrik enerjisi üretim maliyeti üzerine olan etkisi, Şekil 4.14’de gösterilmiştir. Yakıt fiyatının değişmesiyle maliyet sadece değer olarak değişmekte, optimum nokta değişmemektedir($P_{rc,opt}=8$).



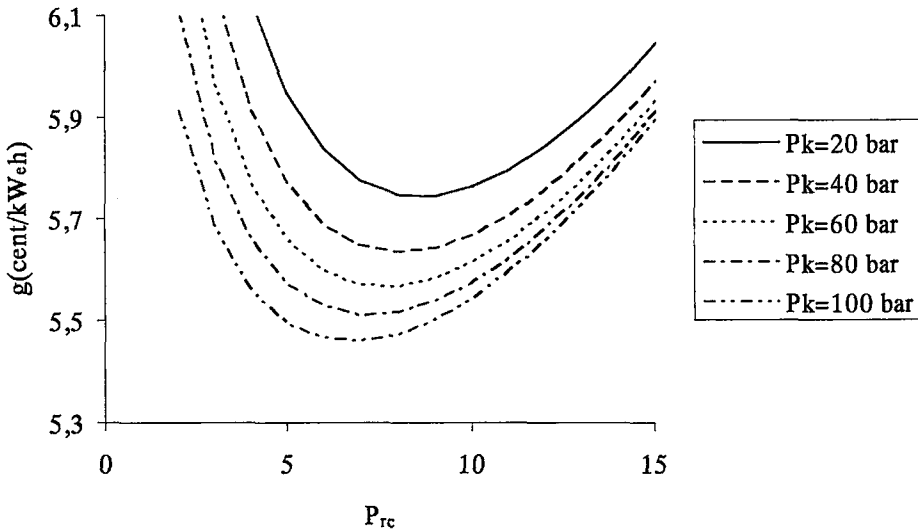
Şekil 4.13 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi



Şekil 4.14 Yakıt fiyatı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

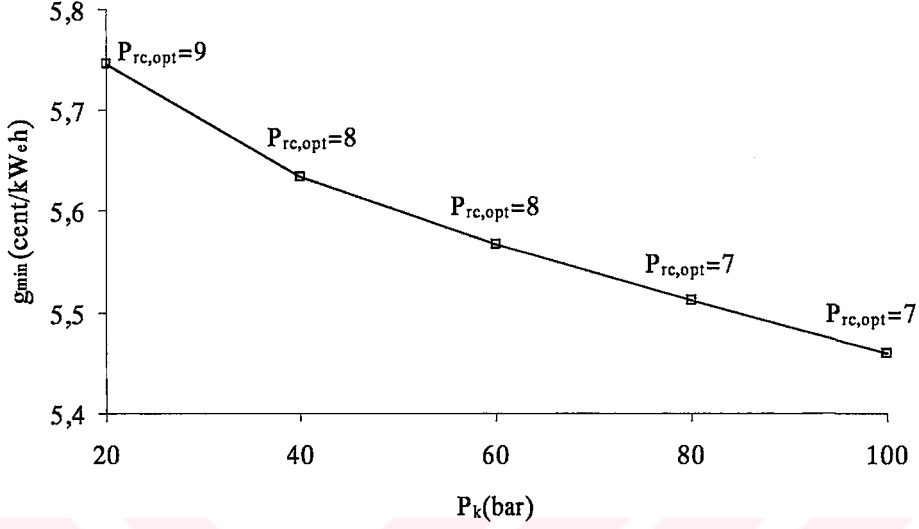
4.1.5.5 Kazan Basıncının Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

Kazan basıncı 20 bar ile 100 bar arasında değiştirilerek kombine çevrim sisteminin termoeconomik analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda birim elektrik enerjisi üretim maliyeti bulunarak, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin kompresör basınç oranı, kombine çevrim gücü ve kombine çevrim verimiyle olan değişimi incelenmiştir.



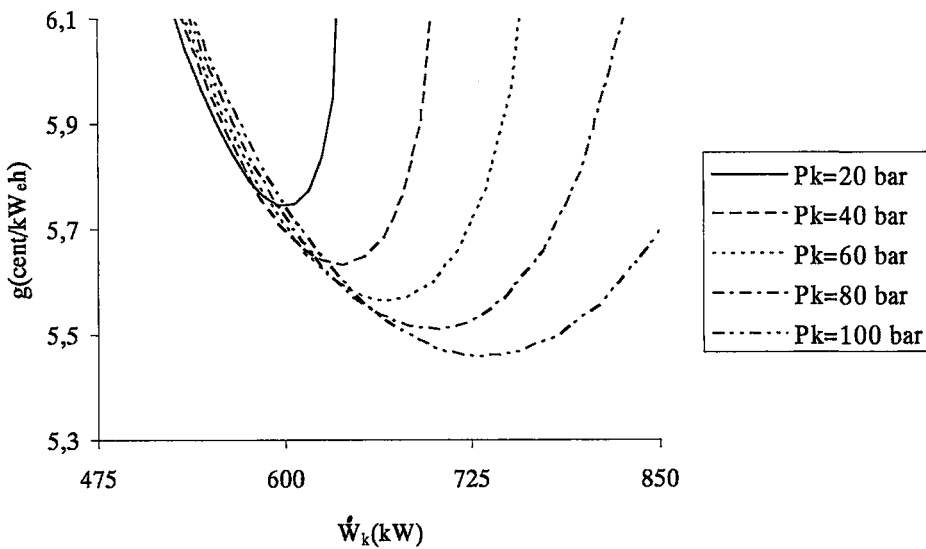
Şekil 4.15 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

Kazan basıncı artışına bağlı olarak birim elektrik enerjisi üretim maliyeti düşmektedir(Şekil 4.15). Her kazan basıncında, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin minimum olduğu optimum bir nokta vardır.

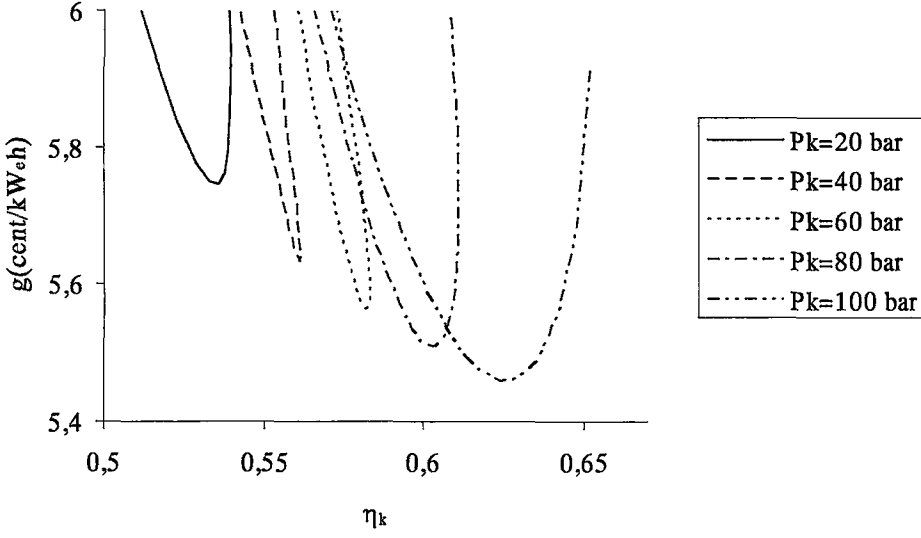


Şekil 4.16 Kazan basıncı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

Kazan basıncı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi Şekil 4.16'da, optimum noktalarla birlikte gösterilmiştir. Şekil 4.17 ve Şekil 4.18'de sırasıyla, kombine çevrim gücünün ve veriminin birim elektrik enerjisi üretim maliyeti ile değişimi verilmiştir.



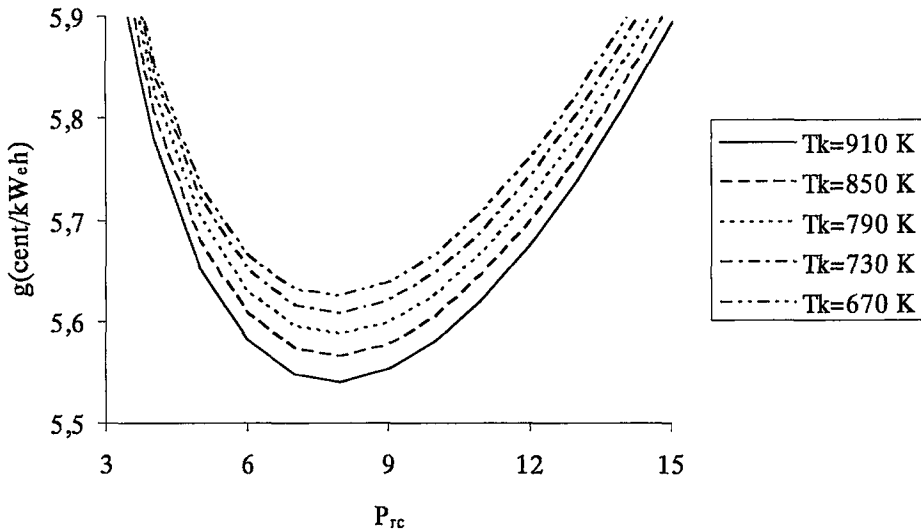
Şekil 4.17 Kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi



Şekil 4.18 Kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

4.1.5.6 Kızgın Buhar Sıcaklığının Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

Kızgın buhar sıcaklığı 670 K(397 °C) ile 910 K(637 °C) arasında değiştirilerek, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti üzerine olan etkisi incelenmiştir. Analiz sonucunda; kızgın buhar sıcaklığının birim elektrik enerjisi üretim maliyeti üzerine çok fazla etkisinin olmadığı görülmüştür.

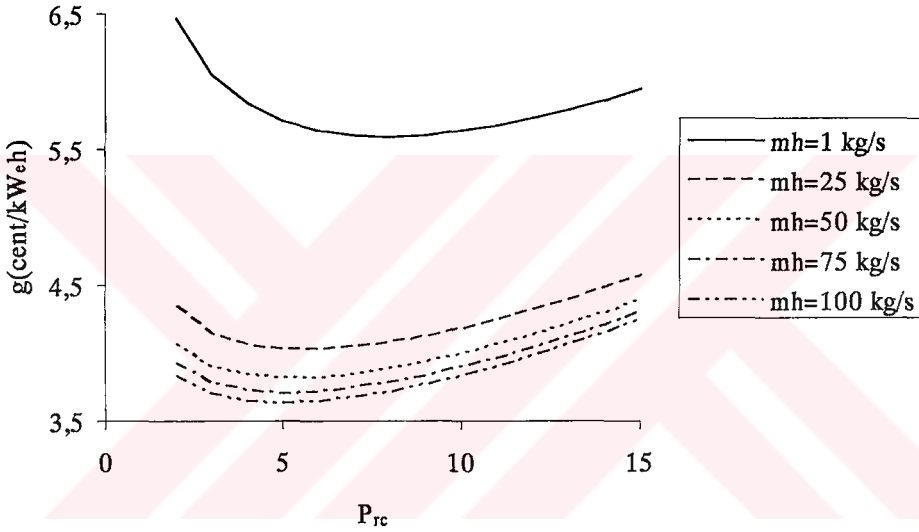


Şekil 4.19 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

Kızgın buhar sıcaklığının artması veya azalması, optimum noktayı değiştirmemektedir($P_{rc,opt}=8$). Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti sadece değer olarak değişmektedir(Şekil 4.19)

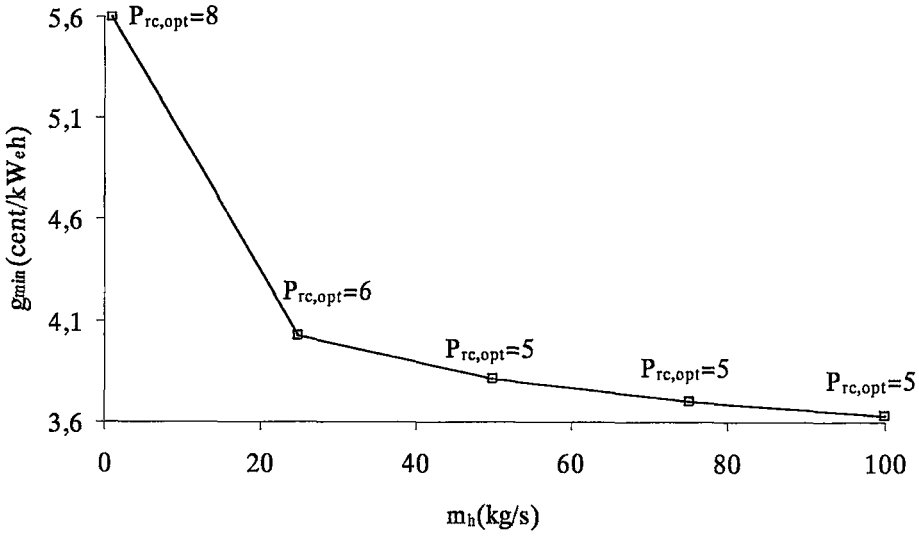
4.1.5.7 Hava Debisinin Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

Hava debisinin değişmesiyle kombine çevrim sisteminin boyutları ve performansı değişmekte, buna bağlı olarak kullanılan sistem de birbirinden farklı olmaktadır. Dolayısıyla bu kısımda, hava debisinin birim elektrik enerjisi üretim maliyeti üzerine etkisi araştırılmıştır. Analiz sonucunda hava debisinin, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti üzerine önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür.

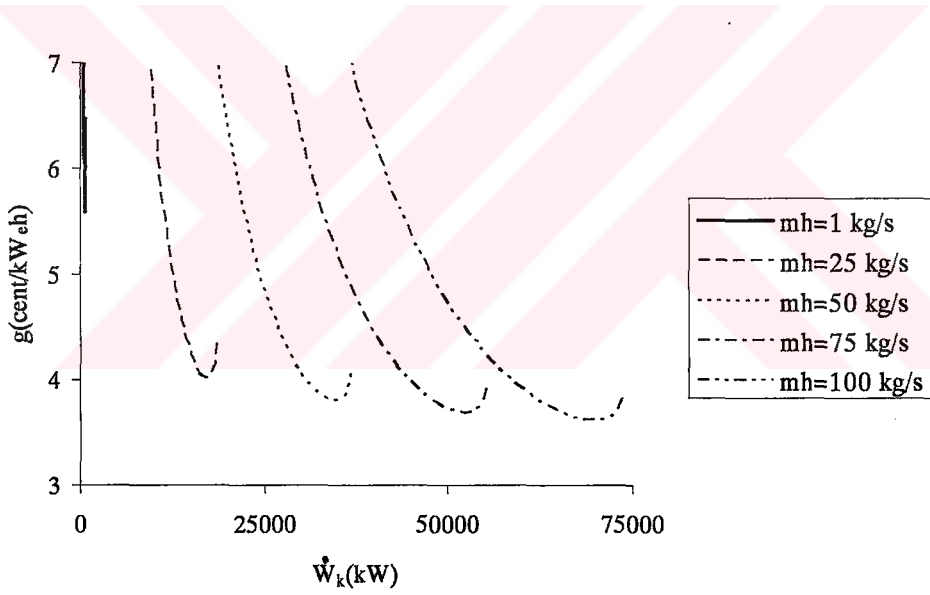


Şekil 4.20 Kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

Şekil 4.20'de kompresör basınç oranı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi verilmiştir. Aynı kompresör basınç oranı için, hava debisinin artmasıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyeti düşmektedir. Çünkü, hava debisi performans(güç, verim) ve komponent maliyet denklemlerinde çarpım olarak kullanılan bir parametredir. Dolayısıyla kompresöre giren hava debisinin artmasıyla güç artmakta, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti ve optimum kompresör basınç oranı düşmektedir. Her hava debisi değeri için, birim elektrik enerjisi üretim maliyetini minimum yapan optimum bir nokta vardır. Optimum noktalar ve optimum noktalardaki kompresör basınç oranları, Şekil 4.21'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, optimum kompresör basınç oranının önce düştüğü, daha sonra da sabit kaldığı görülmektedir.

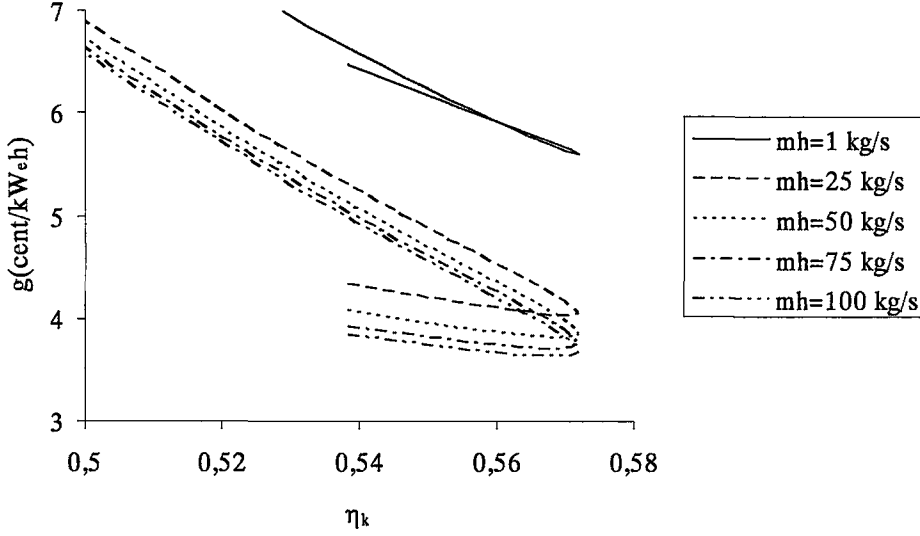


Şekil 4.21 Hava debisi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi



Şekil 4.22 Kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

Şekil 4.22’de kombine çevrim gücü ile birim elektrik enerjisi üretim maliyeti değişimi, Şekil 4.23’de ise kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyeti değişimi verilmiştir. Maliyetin minimum olduğu noktalardaki güç ve verim, optimum güç ve optimum verimi göstermektedir.



Şekil 4.23 Kombine çevrim verimi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

4.1.5.8 Diğer Parametrelerin Birim Elektrik Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

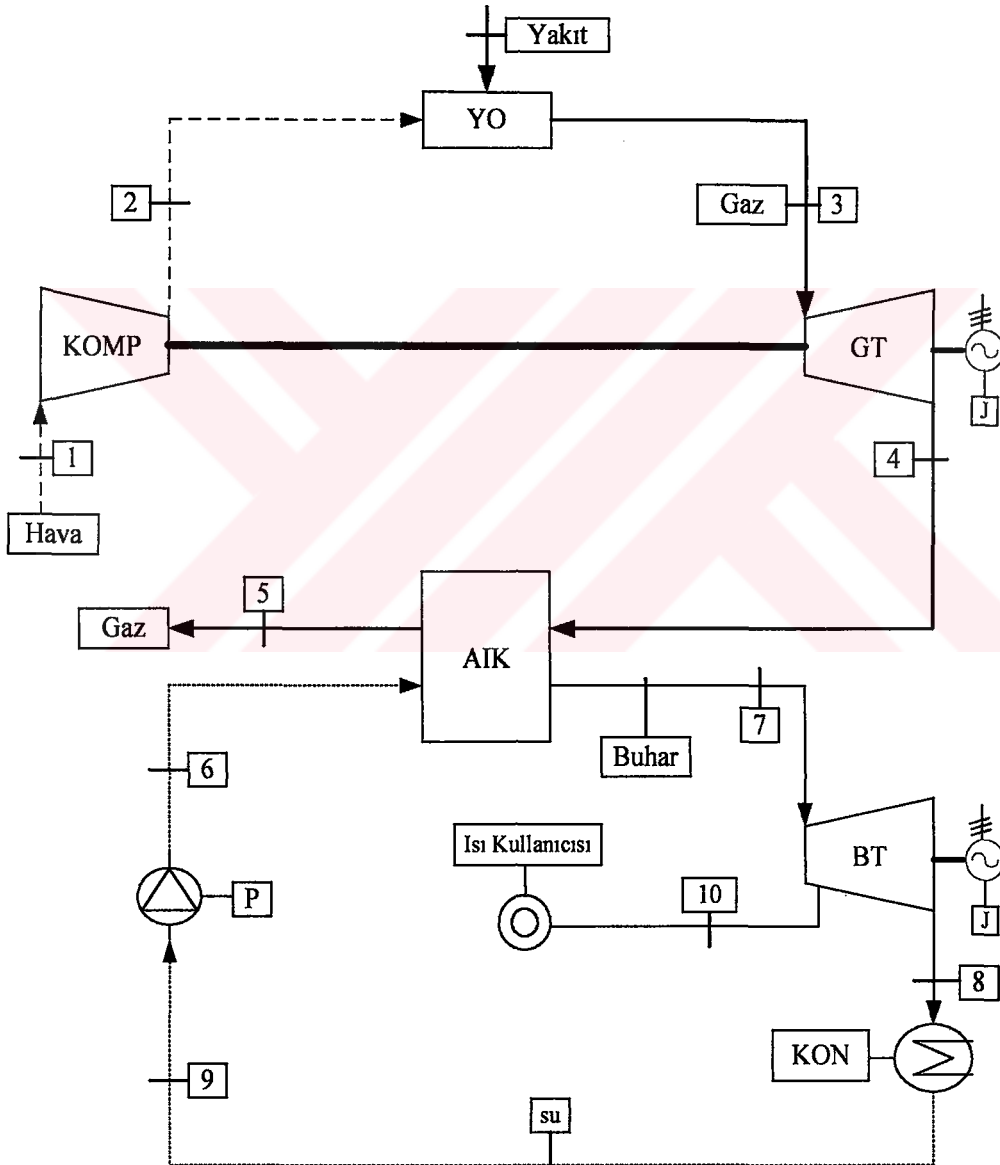
Buhar türbini iç verimi, kazan besleme suyu sıcaklığı, iskonto oranı ve inşaat yük faktörünün de birim elektrik enerjisi üretim maliyeti üzerine olan etkileri araştırılmış ve bu parametrelerin değişmesi ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin sadece değer olarak değiştiği, optimum noktanın ise değişmediği görülmüştür.

Yapılan incelemeler sonucunda, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti üzerinde en fazla etkiye sahip olan parametrelerin; türbin giriş sıcaklığı, türbin ve kompresör izentropik verimleri, kazan basıncı ve hava debisinin olduğu görülmüştür. Bu nedenle; sadece elektrik enerjisi üreten kombine çevrim sistemlerinin dizaynı, bu parametrelerin etkisi dikkate alınarak yapılmalıdır. Böylece, en iyi verim ve güce sahip minimum elektrik enerjisi üretim maliyetli sistemler tasarlanabilir.

5. ARA BUHAR ALMALI KOMBİNE ÇEVİRİM(KOJENERASYON) SİSTEMİ

5.1 Termoekonomik Analiz

Önceki kısımda, sadece elektrik enerjisi üretiminin olduğu kombine çevrim sistemi ele alınmış ve bu sistemler için termoekonomik çözümler yapılarak birim elektrik enerjisi üretim maliyeti hesaplanmıştır. Bu kısımda ise, buhar türbininden ara buhar çekilmesi durumunda elektrik enerjisinde meydana gelebilecek azalmalar dikkate alınarak, ara buhar almalı kombine çevrim(kojenerasyon) sistemi için termoekonomik analizler yapılmıştır.



Şekil 5.1 Ara buhar almalı kombine çevrim(kojenerasyon) sistemi

Şekil 5.1, ara buhar almalı kombine çevrim(kojenerasyon) sistemini göstermektedir. Buhar

türbininde genişlemekte olan buhardan ara buhar çekilmekte, bu ya tesis içerisinde kullanılmakta ya da kullanıcılara satılmaktadır. Her iki durumda da, elektrik enerjisi üretiminde bir azalma olacağından birim ısı enerjisi maliyetinin bulunması gerekir. Analizde, elektrik enerjisinde meydana gelen azalmadan kaynaklanan maliyet, ara buhar maliyetine eşit kabul edilerek, birim ısı enerjisi üretim maliyeti birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin fonksiyonu olarak bulunmuştur. Dolayısıyla, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti minimum yapıldığında, birim ısı enerjisi üretim maliyeti de minimum yapılmış olacaktır.

5.1.1 Ara Buhar Maliyetinin Hesabı

Gaz türbini grubuna ait denklemler daha önceki bölümlerde verilmiştir. Ara buhar çekme işleminden dolayı buhar türbini grubuna ait denklemler değişmektedir. Dolayısıyla, bu kısımda sadece buhar türbini grubuna ait denklemler verilmiştir. Atık ısı kazanında üretilen buharın tamamının, buhar türbininde genişlemesi sonucu elde edilebilecek güce maksimum buhar türbini gücü denilmiştir. Maksimum buhar türbini gücü;

$$\dot{W}_{BT,max} = \dot{m}_b \cdot (h_7 - h_8) \quad (\text{kW}) \quad (5.1)$$

eşitliğinden elde edilebilir(Şahin, 1994). Burada; $\dot{m}_b$ buhar debisini, h_7 türbin girişinde buhar entalpisini ve h_8 de türbin çıkışındaki buhar entalpisini göstermektedir. Ara buhar çekilmesi durumunda elde edilecek buhar türbini gücü;

$$\dot{W}_{BT,a} = [\dot{m}_b \cdot (h_7 - h_{10}) + (\dot{m}_b - \dot{m}_a) \cdot (h_{10} - h_8)] \quad (\text{kW}) \quad (5.2)$$

ifadesinden bulunur. Burada; $\dot{m}_a$ ara buhar debisini, h_{10} ise ara buhar çekilen noktadaki buhar entalpisini göstermektedir. Ara buhar debisi, buhar debisinin %1'i alınmıştır ($\dot{m}_a = 0,01 \cdot \dot{m}_b$). Ara buhar çekilmesi durumunda buhar türbini gücünde meydana gelen azalma, maksimum güce ara buhar çekilmesi durumundaki gücün farkına eşit olacaktır(Denklem 5.3).

$$\Delta \dot{W}_{BT,k} = \dot{W}_{BT,max} - \dot{W}_{BT,a} = \dot{m}_a \cdot (h_{10} - h_8) \quad (\text{kW}) \quad (5.3)$$

Hesaplamalarda çekilen ara buharın, doymuş su oluncaya kadar ısısını vereceği kabul edilmiştir. Buna göre ara buharın verebileceği ısı gücü;

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_a \cdot (h_{10} - h_{10,s}) \quad (\text{kW}) \quad (5.4)$$

ifadesinden bulunabilir. Burada; $h_{10,s}$ ara buhar basıncındaki(P_a) doymuş sıvı entalpisini göstermektedir. Çekilen ara buhar, üretilen elektrik enerjisinde bir azalmaya neden

olacağından, çekilen ara buharın maliyetinin de bulunması gerekir. Dolayısıyla, elektrikteki azalmadan kaynaklanan maliyet buharı yüklenebilir. Buna göre santral çıkışında buhar için birim ısı maliyeti g_b ; elektrik enerjisindeki azalmaya karşılık gelen maliyet, ara buharın doymuş su haline gelene kadar vereceği ısı güce karşılık gelen maliyete eşit kabul edilerek bulunabilir (Denklemler 5.5).

$$g \cdot \Delta \dot{W}_{b,k} \cdot H = g_b \cdot \dot{Q}_b \cdot H$$

$$g_b = \frac{g \cdot (h_{10} - h_g)}{h_{10} - h_{10,s}} \quad (\text{cent/kW}_\phi\text{h}) \quad (5.5)$$

Burada; g birim elektrik enerjisi üretim maliyetini, H ise işletme süresini göstermektedir. Santral çıkışında buhar için birim ısı maliyeti g_b , ara buhar debisinden bağımsız olup, sadece birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin ve entalpi farklarının fonksiyonudur. Entalpi ise sıcaklık ve basınca bağlı olarak değişmektedir.

Ara buhar çekilmesi durumunda, buhar türbini gücünde meydana gelen azalma Denklem 5.3'den hesaplanabilmektedir. Gerçek uygulamalarda bu güç kaybı dikkate alınmakta ve hangi noktadan ara buhar çekileceğine karar verilmektedir. Teorik çalışmalarda ise kayıp güç yerine, çekilen ara buharın referans haldeki ekserjisine bakılarak bir karar vermek gerekir. Bu çalışmada, hem teorik hem de gerçek uygulama birlikte ele alınmıştır. Bu sayede daha gerçekçi bir değerlendirme yapmak mümkün olmaktadır. Hesaplamalarda kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjilerin etkisi dikkate alınmamıştır. Sadece ara buharın fiziksel ekserjisi hesaba katılmıştır. Fiziksel ekserji, kinetik ve potansiyel enerji bittiğinde maksimum kullanılabilir iş olarak tanımlanır. Bu da sistemin sahip olduğu P , T şartlarından, sınırlandırılmış ölü bölgeye yani P_o , T_o şartlarına geçerken elde edilebilecek iştir. Buna göre ara buharın doymuş sıvı noktasına kadar sahip olduğu fiziksel ekserjisi $\dot{E}_x$;

$$\dot{E}_x = \dot{m}_a \cdot [(h_{10} - h_o) - T_o \cdot (s_{10} - s_o)] \quad (\text{kW}) \quad (5.6)$$

ifadesinden bulunabilir. Burada; h_o referans hal entalpisini, T_o referans hal sıcaklığını, s_{10} ara buhar çekme noktasındaki entropiyi, s_o da referans hal entropisini göstermektedir. Analizlerde referans şartları olarak kondenser şartları alınmıştır ($P_o=0,05$ bar ve $T_o=305,89$ K). Bu referans şartlarda buharın entalpisi $h_o=137,74$ kJ/kg ve entropisi de $s_o=0,4762$ kJ/kg olmaktadır. Santral çıkışında buhar için birim ısı maliyeti hesaplamasına benzer şekilde, buharın ekserjisi içinde bir ekserji maliyeti hesaplanabilir. Ara buharın birim ekserji maliyeti $g_{b,ex}$;

$$g \cdot \Delta \dot{W}_{b,k} \cdot H = g_{b,ex} \cdot \dot{E}_x \cdot H$$

$$g_{b,ex} = g \cdot \frac{(h_{10} - h_g)}{[(h_{10} - h_o) - T_o \cdot (s_{10} - s_o)]} \quad (\text{cent/kW}_e\text{h}) \quad (5.7)$$

ifadesinden elde edilebilir. Buharın birim ekserji maliyeti, ara buhar debisinden bağımsız olup, sadece birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin ve entalpi farklarının fonksiyonudur. Buharın birim ekserji maliyeti, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinden her zaman biraz küçük olacaktır. Çünkü, ekserji teorik bir kavramdır ve kayıp güç değerinden daima büyüktür. Dolayısıyla, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti ile birim ekserji maliyeti arasında bir oran tanımlanmış ve bu orana ekserji-elektrik maliyet oranı(α) denilmiştir. Ekserji-elektrik maliyet oranı, 0 ile 1 arasında bir değer alır(Denklem 5.8).

$$\alpha = \frac{g_{b,ex}}{g} \quad \text{ve} \quad 0 < \alpha < 1 \quad (5.8)$$

Santral çıkışında buhar için birim ısı maliyeti bulunurken, buharın doymuş su haline gelinceye kadar ısısını verdiği kabul edilmiştir. Oysa; özellikle yüksek basınçlarda, doymuş su olarak çıkan buharın sıcaklığı oldukça yüksektir. Bu nedenle, doymuş sıcak suyun bir iş yapabilirlilik potansiyeli vardır ve bu da sıcak suyun ekserjisine eşittir(Denklem 5.9). Dolayısıyla, doymuş sıcak suyun da bir maliyeti olacaktır. Doymuş sıcak su için birim ısı maliyeti, sıcak suyun ekserjisi ile buharın birim ekserji maliyetinin çarpımından oluşan ifade, ara buharın ısıl gücüne bölünerek hesaplanabilir(Denklem 5.10).

$$\dot{E}_{x,su} = \dot{m}_a \cdot [(h_{10,s} - h_o) - T_o \cdot (s_{10,s} - s_o)] \quad (\text{kW}) \quad (5.9)$$

$$g_{d,su} = \frac{g_{b,ex} \cdot \dot{E}_{x,su} \cdot H}{\dot{Q}_b \cdot H} \quad (\text{cent/kW}_\phi\text{h}) \quad (5.10)$$

Doymuş sıcak suyun maliyeti dikkate alındığında, santral çıkışında buhar için birim ısı maliyeti düşecektir. Bu durumda elde edilen maliyete, santral çıkışında buhar için gerçek birim ısı maliyeti denilmiştir. Santral çıkışında buhar için gerçek birim ısı maliyeti $g_{b,g}$; santral çıkışında buhar için birim ısı maliyetinden doymuş sıcak suyun maliyeti çıkarılarak elde edilir.

$$g_{b,g} = g_b - g_{d,su} \quad (\text{cent/kW}_\phi\text{h}) \quad (5.11)$$

5.2 Termoekonomik Değerlendirme

Ara buhar almalı kombine çevrim sistemine yapılan termoekonomik analizler sonucunda, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin fonksiyonu olarak, birim ısı enerjisi üretim maliyetleri bulunmuştur. Yapılan analizlerde ara buhar basıncı(P_a) 1 ile 100 bar arasında değiştirilerek, ara buhar basıncının kayıp güç, ekserji ve santral çıkışında buhar için birim ısı enerjisi üretim maliyetleriyle değişimleri incelenmiştir. İncelemelerde kompresör basınç oranı, kızgın buhar sıcaklığı ve kazan basıncı parametre olarak alınmış ve bu parametreler için buharın kalitesine bağlı olarak birim ısı enerjisi üretim maliyetlerini minimum yapan en uygun şartlar belirlenmeye çalışılmıştır. Tablo 5.1, hesaplamalarda kullanılan termodinamik büyüklükleri göstermektedir. Kombine çevrim sisteminin termoekonomik optimizasyonu sonucunda, optimum kompresör basınç oranı genellikle 8 civarında çıkmıştır. Dolayısıyla; ara buhar almalı kombine çevrim sisteminin termoekonomik analizi yapılırken $P_{rc}=8$ alınmıştır.

Çizelge 5.1 Termodinamik büyüklükler

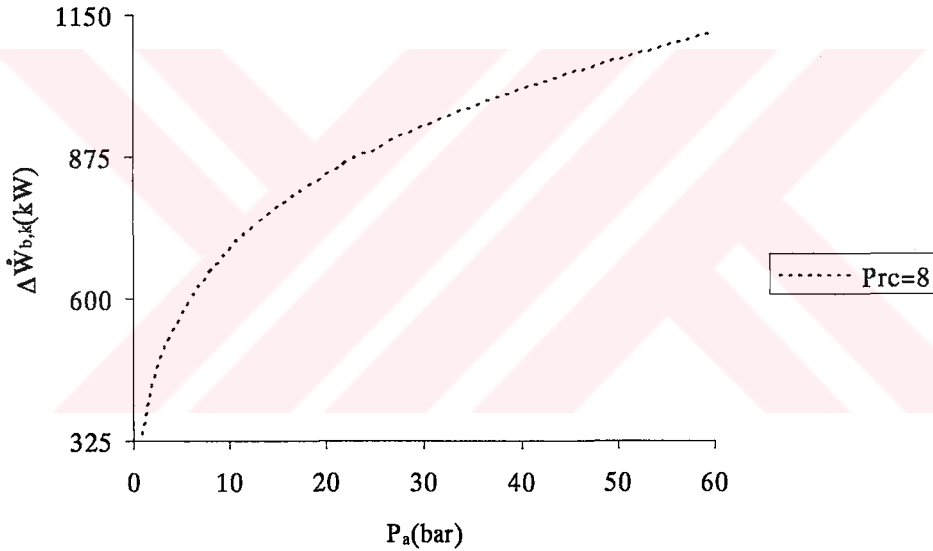
Sembol	Değer	Birim	Sembol	Değer	Birim
$T_3=T_{GS}$	1300	K	$P_k=P_7$	60	bar
$T_k=T_7$	763	K	$P_{kon}=P_o$	0,05	bar
T_1	288	K	η	88	%
$T_{kon}=T_o$	305,89	K	h_o	137,74	kJ/kg
P_{rc}	8	-	s_o	0,4762	kJ/kgK

5.2.1 Kompresör Basınç Oranının Birim Isı Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

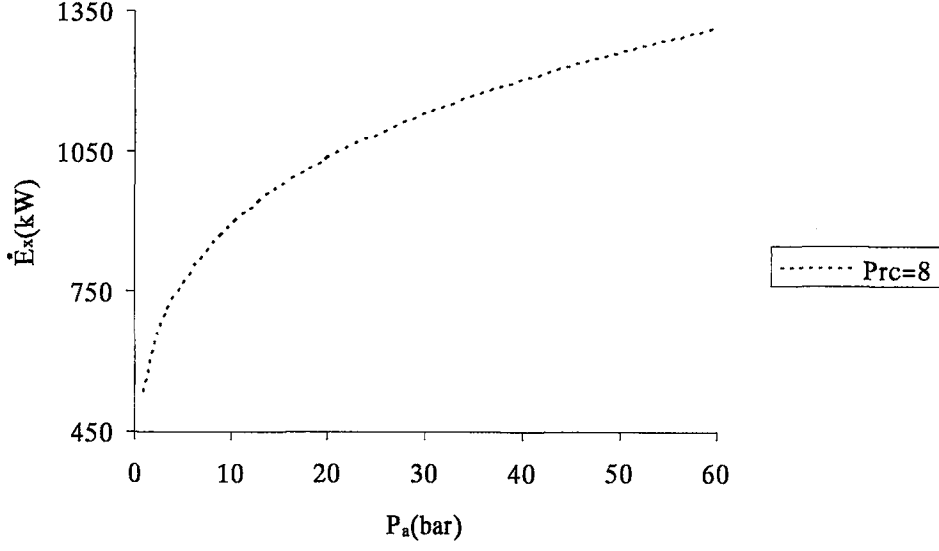
Kombine çevrim sitemine yapılan termoekonomik analizler sonucunda, optimum kompresör basınç oranı genellikle 8 civarında çıkmaktadır. Kompresör basınç oranı bu optimum değer in altında ve üstünde seçilerek, kompresör basınç oranının kayıp güç, ekserji ve birim ısı enerjisi üretim maliyeti üzerine olan etkisi incelenmiştir. Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti için, incelenen kompresör basınç oranındaki minimum maliyet değeri alınmıştır. Dolayısıyla; birim ısı enerjisi üretim maliyeti, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin fonksiyonu olduğu için, o basınç oranında elde edilen ısı maliyetleri de minimum olmaktadır.

Şekil 5.2’de, ara buhar basıncı ile kayıp güç değişimi, Şekil 5.3’de ise ara buhar basıncı ile ekserji değişimi gösterilmiştir. Kayıp güç ve ekserji değerleri, birim ara buhar debisinin fonksiyonu şeklinde olup, ara buhar debisinin değişimine bağlı olarak artar veya

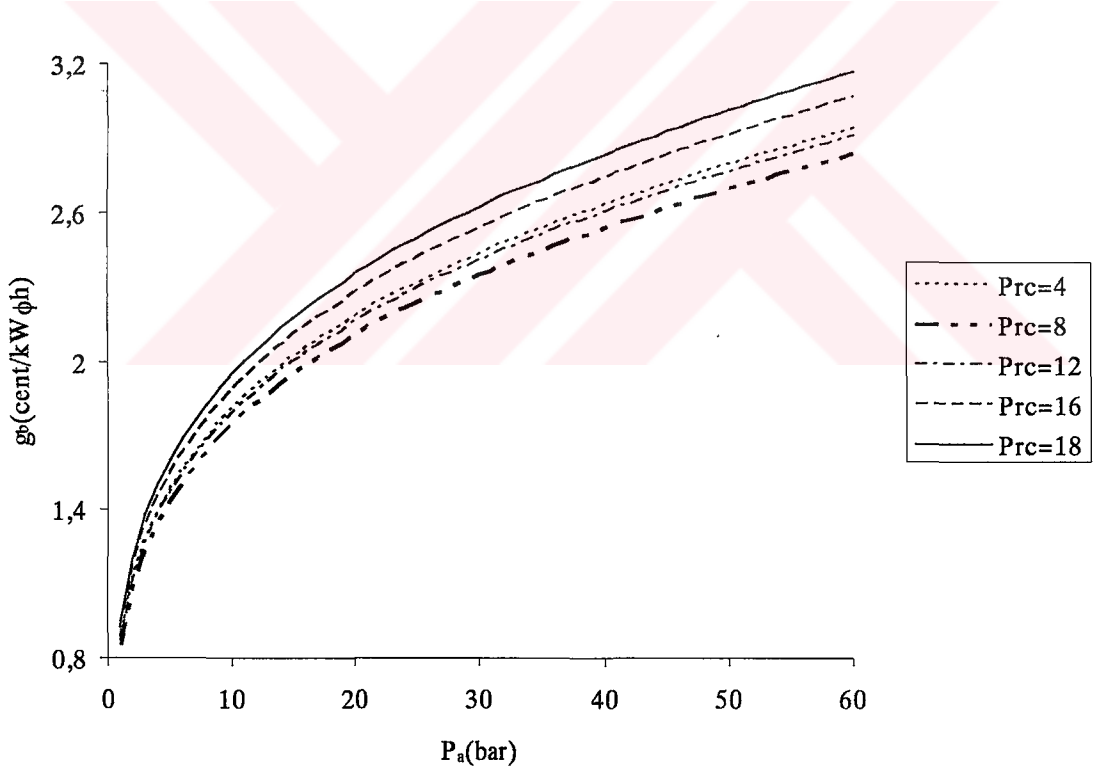
azalır(Denklem 5.3 ve 5.6). Grafikler, karşılaştırma yapılabilmesi amacıyla, birim ara buhar debisi için çizilmiştir. Dolayısıyla kayıp güç ve ekserji, buhar türbini giriş ve çıkışında sadece sıcaklık ve basıncın fonksiyonu olan, entalpi ve entropi değişimlerine bağlı olmaktadır. Entalpi ve entropi değişimleri ise termodinamik şartlar değişmediği sürece sabit kalmaktadır. Bu nedenle; kompresör basınç oranı değişse bile, buhar türbini giriş ve çıkışında termodinamik şartlar sabit kaldığı için, kayıp güç ve ekserji değerleri değişmemekte ve eğriler birbiriyle çakışmaktadır. Fakat; birim ara buhar debisinin etkisi dikkate alınacak olursa, kayıp güç ve ekserji değerleri değişecek ve buna bağlı olarak da eğriler birbirinden ayrılacaktır. Şekiller incelendiğinde, ekserji değişiminin karakteristik olarak kayıp güç değişimine benzediği görülmektedir. Yalnız, ekserji değer olarak kayıp güçten biraz daha yüksektir. Ekserji ve kayıp güç değişimlerindeki bu benzerlik, teorik çalışmalarla gerçek uygulamaların birbirleriyle uyumlu olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.2 Ara buhar basıncı ile kayıp güç değişimi



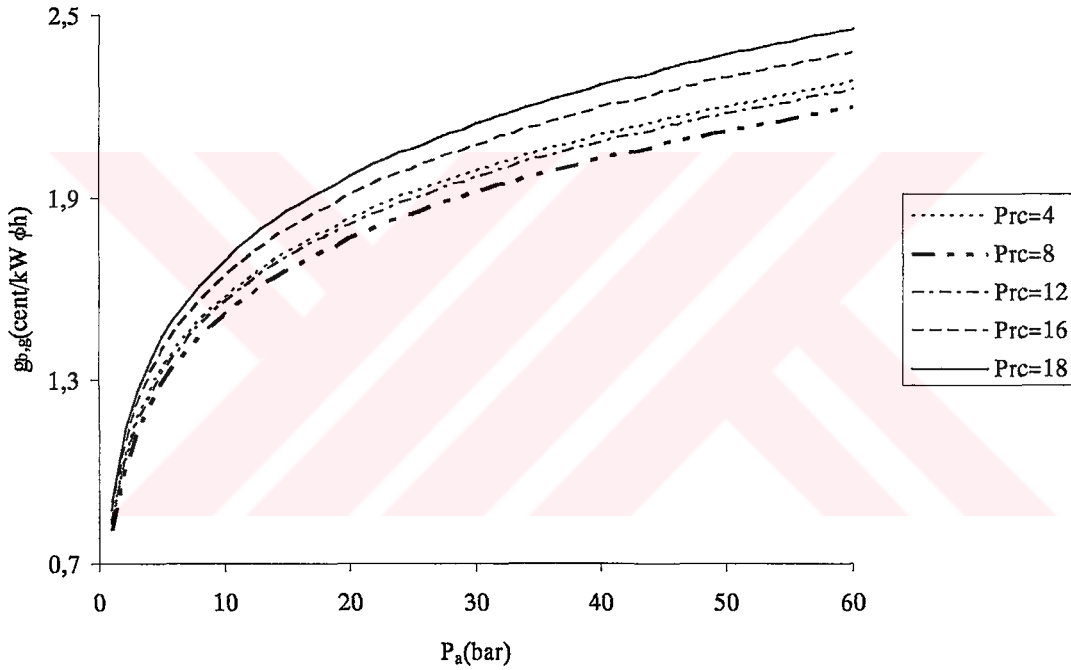
Şekil 5.3 Ara buhar basıncı ile ekserji değişimi



Şekil 5.4 Ara buhar basıncının santral çıkışında buhar için birim ısı enerjisi üretim maliyetiyle değişimi

Şekil 5.4'de ara buhar basıncı ile santral çıkışında buhar için birim ısı enerjisi üretim maliyetinin değişimi, Şekil 5.5'de ise, ara buhar basıncı ile santral çıkışında buhar için gerçek

birim ısı enerjisi üretim maliyetinin değişimi verilmiştir. Aynı termodinamik şartlar için, kombine çevrim sisteminden elde edilen birim elektrik enerjisi üretim maliyeti $P_{rc}=8$ 'de minimum olmaktadır. Maliyetin minimum olduğu noktadaki basınç oranı, optimum kompresör basınç oranı olarak tanımlanmıştır. Ara buhar almalı kombine çevrim sisteminde de, minimum ısı enerjisi üretim maliyeti optimum kompresör basınç oranında($P_{rc}=8$) elde edilmektedir. Çünkü, birim ısı enerjisi üretim maliyeti, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin fonksiyonudur. Dolayısıyla, birim elektrik enerjisi maliyeti minimum yapıldığında, birim ısı enerjisi üretim maliyeti de minimum yapılmış olur. Optimum kompresör basınç oranının altındaki ve üstündeki basınç oranlarında, birim ısı enerjisi üretim maliyeti optimum kompresör basınç oranındaki değerinden hep yüksek çıkmaktadır.

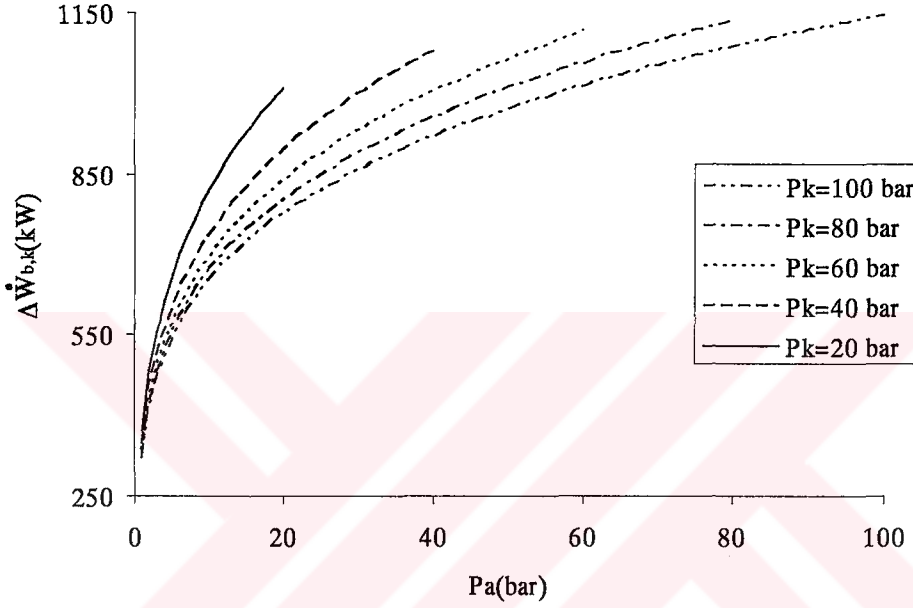


Şekil 5.5 Ara buhar basıncının santral çıkışında buhar için gerçek birim ısı enerjisi maliyetiyle değişimi

Şekil 5.4 ve 5.5 incelendiğinde, belirli bir kompresör basınç oranı için, ara buhar basıncının yükselmesi ile birim ısı enerjisi üretim maliyetlerinin sürekli arttığı görülmektedir. Fakat; düşük ara buhar basınçlarında($P_a=10$ bara kadar) ısı enerjisi üretim maliyetlerindeki bu artış daha hızlı, yüksek ara buhar basınçlarında ise daha yavaş olmaktadır.

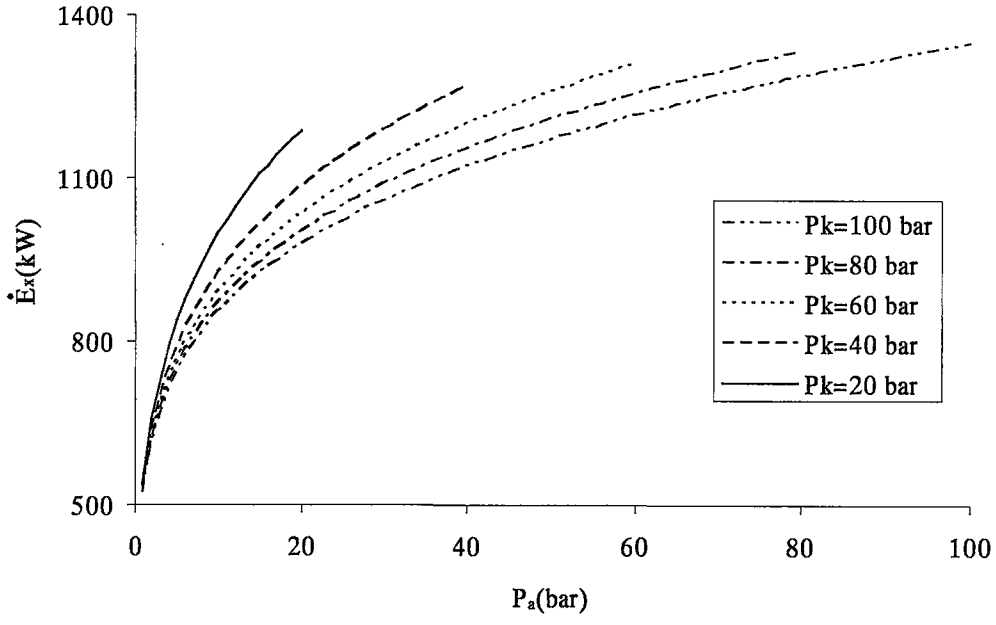
5.2.2 Kazan Basıncının Birim Isı Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

Kazan basıncı 20 bar ile 100 bar arasında değiştirilerek, ara buhar almalı kombine çevrim sisteminin termoekonomik analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda, kazan basıncının kayıp güç, ekserji ve birim ısı enerjisi üretim maliyeti üzerine olan etkisi incelenmiştir(Şekil 5.10-5.13). Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti için, incelenen kazan basıncındaki minimum maliyet değeri alınmıştır. Dolayısıyla, elde edilen birim ısı enerjisi üretim maliyeti de minimum olmaktadır.

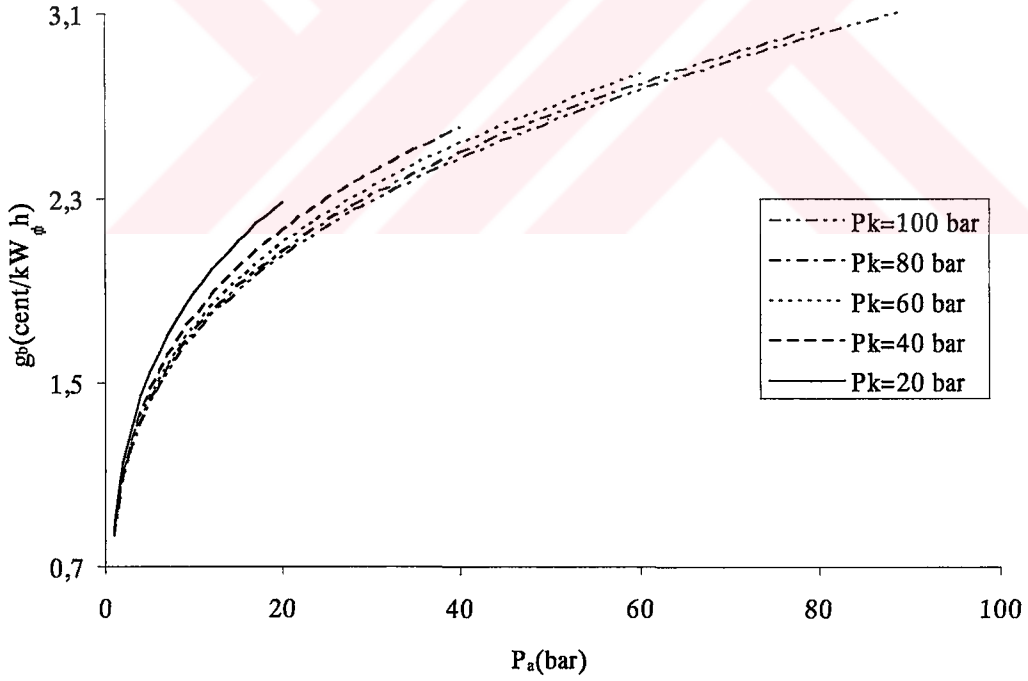


Şekil 5.6 Ara buhar basıncı ile kayıp gücün değişimi

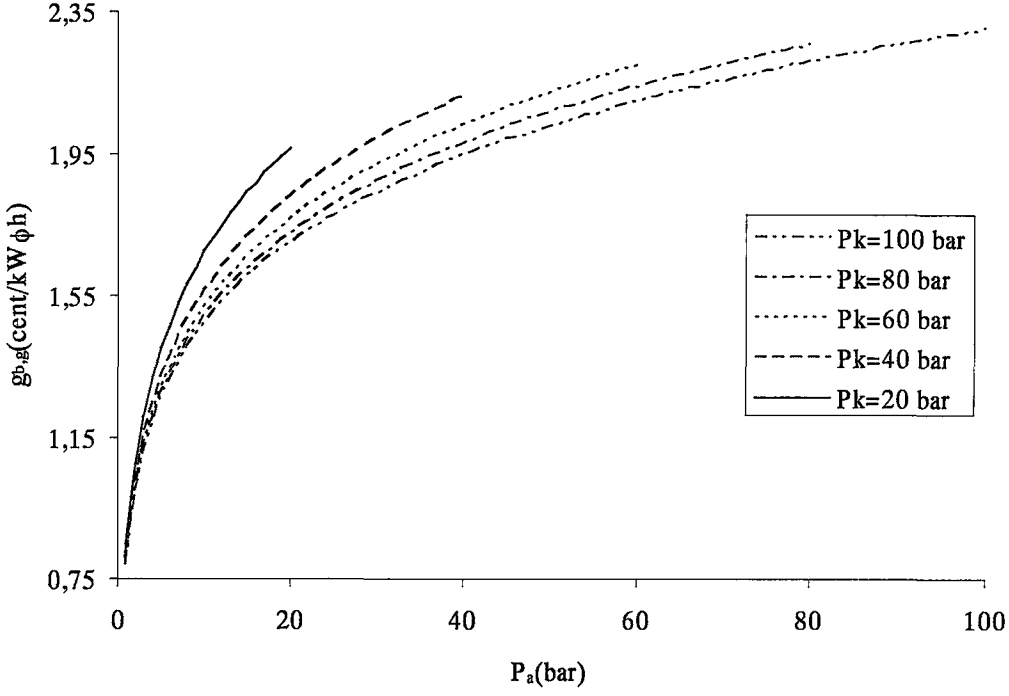
Şekil 5.6'da ara buhar basıncı ile kayıp güç değişimi, Şekil 5.7'de ara buhar basıncı ile ekserji değişimi verilmiştir. Kayıp güç ve ekserji değişimleri, farklı kazan basınçlarında karşılaştırma yapabilmek amacıyla, birim ara buhar debisi için yapılmıştır. Dolayısıyla kayıp güç ve ekserji sadece entalpi değişiminin fonksiyonu olmaktadır. Aynı ara buhar basıncı için, kazan basıncının artmasıyla kayıp güç ve ekserji düşmektedir. Düşük ara buhar basınçlarında kayıp güç ve ekserjideki artış, yüksek ara buhar basınçlarındaki artıştan daha hızlı olmaktadır. Belirli bir kazan basıncı dikkate alındığında, ara buhar basıncının artmasıyla kayıp güç ve ekserji sürekli artmaktadır. Ekserji değişimi karakteristik olarak kayıp güce benzemektedir. Fakat, ekserji teorik bir kavram olduğu için, değer olarak kayıp güçten her zaman biraz daha yüksek olmaktadır.



Şekil 5.7 Ara buhar basıncı ile ekserji değişimi



Şekil 5.8 Ara buhar basıncı ile santral çıkışında buhar için birim ısı enerjisi üretim maliyeti değişimi



Şekil 5.9 Ara buhar basıncı ile santral çıkışında buhar için gerçek birim ısı enerjisi üretim maliyeti değişimi

Şekil 5.8’de ara buhar basıncı ile santral çıkışında buhar için birim ısı enerjisi üretim maliyetinin değişimi, Şekil 5.9’da ise ara buhar basıncı ile santral çıkışında buhar için gerçek birim ısı enerjisi üretim maliyetinin değişimi verilmiştir. Aynı ara buhar basıncı için, kazan basıncı arttıkça birim ısı enerjisi üretim maliyeti de artmaktadır. Belirli bir kazan basıncı dikkate alındığında ise, ara buhar basıncının artması ile birim ısı enerjisi üretim maliyeti sürekli artmaktadır. Fakat bu artış hızı, düşük ara buhar basınçlarında daha hızlı, yüksek ara buhar basınçlarında ise daha yavaş olmaktadır.

5.2.3 Kızgın Buhar Sıcaklığının Birim Isı Enerjisi Üretim Maliyetine Etkisi

Kızgın buhar sıcaklığı parametre olarak alınmış ve 573 K ile 773 K arasında değiştirilerek, ara buhar almalı kombine çevrim sistemi için termoeconomik analizler tekrarlanmıştır. Analiz sonucunda, kızgın buhar sıcaklığının birim ısı enerjisi üretim maliyeti üzerinde önemli bir etkiye sahip olmadığı belirlenmiştir.

6. TRİJENERASYON

Trijenerasyon sistemi, tek bir enerji kaynağından üç farklı formda(elektrik, ısıtma ve soğutma) enerji üreten sistemlerdir. Özellikle sıcak bölgelerde, ısıtmanın yanında soğutma enerjisine de ihtiyaç duyulan alanlarda(konutlar, iş merkezleri ve endüstri), trijenerasyon sisteminin kullanımı önemli avantajlar sağlar.

Genel olarak mekanik ve absorpsiyonlu soğutma sistemleri olmak üzere, iki tip soğutma sistemi vardır. Mekanik soğutma sistemleri(MSS), enerji kaynağı olarak elektriği kullanırlar. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri(ASS) ise, buhar türbinlerinden alınan düşük ve orta basınçtaki buharı, motor soğutma sularını, proseste kullanılan makinelerin soğutma sularını ve egzoz gazlarının doğrudan kullanılmasıyla ısı değiştiriciler aracılığı ile elde edilen sıcak suları enerji kaynağı olarak kullanırlar. Başka bir deyişle, ASS atık ısıları enerji kaynağı olarak kullanmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanımı, ülkemizde kojenerasyon sistemlerinin yaygınlaşmasıyla birlikte artmıştır. Termoeconomik açıdan incelendiğinde, ASS'nin kojenerasyon sistemlerine ilavesiyle toplam verim önemli oranda artmakta ve soğutma maliyeti oldukça düşmektedir(Havelsky, 1999).

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin mekanik soğutma sistemlerine göre diğer avantajlarını şöyle sıralayabiliriz(Absorption Chillers Guidelines, November, 1998, SoCalGasCom):

- CFC(kloroflorokarbon) ve HCFC(hidrokloroflorokarbon) gibi çevreye zararlı soğutucular yerine, çevreye yani ozon tabakasına zararlı etkisi olmayan H₂O(su) kullanır. Dolayısıyla çevre dostu bir teknolojidir.
- Absorpsiyonlu soğutma sistemi, sessiz ve titreşimsiz çalışır.
- Hareket eden parça sayısı az olduğu için servis ve bakım maliyeti düşüktür.
- İşletme maliyetleri düşüktür.
- Güvenilirlikleri daha yüksektir.
- Ömürleri daha uzundur.

6.1 Termoeconomik Analiz

Ara buhar almalı kombine çevrim sistemine absorpsiyonlu soğutma sistemi ve mekanik soğutma sistemi eklenerek, trigenerasyon sistemi elde edilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji kaynağı olarak türbinden çekilen ara buhar, mekanik soğutma sisteminin

enerji kaynağı olarak ise sistemde üretilen elektrik enerjisi alınmıştır. Elde edilen ASS'li ve MSS'li trigenerasyon sistemlerinden aynı şartlarda elde edilecek soğuk su için, birim soğuk su üretim maliyetleri bulunmuş ve bu iki sistemin birbirine göre avantajlı olduğu şartlar belirlenmeye çalışılmıştır.

6.1.1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi ile Soğuk Su Üretimi

Şekil 6.1'de absorpsiyon soğutmalı kombine çevrim sistem modeli gösterilmiştir. Buhar türbininden çekilen ara buhar, tesis içerisinde kullanılabileceği veya tüketicilere ısı enerjisi olarak satılabileceği gibi, tek etkili veya çift etkili LiBr-H₂O(lityumbromür-su)'lu bir absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılarak soğuk su elde edilebilir. Bu soğuk su, tesis içerisindeki soğutma ihtiyacı için kullanılabilir veya soğutma ihtiyacı olan müşterilere satılabilir. Bu durumda, birim soğuk su üretim maliyetinin bulunması gerekir. Birim soğuk su üretim maliyeti, birim soğuk su maliyeti içerisindeki ısı enerjisi üretim maliyetinin ve yatırım maliyetlerinin paylarının toplamından oluşmaktadır.

Tek etkili ASS'nin performans katsayısı COP(soğutma gücü/ısııl enerji oranı), 0,7 ile 0,8 arasında, kapasitesi ise 100 ile 1400 tons arasında değişmektedir. Burada tons, soğutma çevrimleri için enerji birimini göstermektedir. Literatürlerde soğutma sistemleri için, soğutma kapasitesi olarak genellikle tons birimi kullanılmaktadır. Bu nedenle, soğutma analizlerinde orijinal birimde olduğu için soğutma kapasitesi olarak tons kullanılmıştır. Enerji kaynağı olarak, 80 ile 150 °C sıcaklıktaki sıcak su ve 2 bar gibi düşük basınçlardaki buhar veya egzoz gazlarından elde edilen atık ısı kullanılır. Tek etkili ASS, iklimlendirme ve soğutma işlemleri için soğutulmuş su üretebilir. Örneğin; kapalı alan soğutmasında kullanılan +5 °C'deki soğuk hava ihtiyacı, tek etkili ASS ile karşılanabilir(Absorption Chillers Guidelines, November, 1998, SoCalGasCom).

Çift etkili ASS'nin performans katsayısı 1 ile 1,2 arasında, kapasitesi de 400 ile 1200 tons arasında değişmektedir. Enerji kaynağı olarak tek etkili ASS'ye göre 6-8 bar daha yüksek basınçta ara buhara ihtiyaç duyar. Çift etkili ASS elektrik maliyetinin doğalgaza oranla çok yüksek olduğu bölgelerde, iklimlendirme ve soğutma işlemlerinde ve bölgesel ısıtma gibi yüksek basınçlı buhar kullanan uygulamalarda kullanılabilir. Çift etkili ASS'de, LiBr-H₂O karışımının birbirinden ayrılması için iki ayrı ısı değiştirici kullanılır. Çift etkili ASS'nin veriminin tek etkiliye göre daha yüksek olmasına rağmen, ilk yatırım maliyeti tek etkili ASS'den daha yüksektir. Çünkü tek etkili ASS'ye göre yüksek sıcaklıklarda çalışmaları için, daha özel malzemeler, daha büyük ısı değiştirici yüzeyleri ve daha karmaşık kontrol sistemi

buhar maliyetlerinin payı ve yatırım maliyetlerinin payı.

Birim soğuk su üretim maliyeti içindeki buhar maliyetlerinin payı, ara buharın doyma noktasındaki($x=0$) ısıl gücüne karşılık gelen buhar maliyeti, ASS'de üretilen soğuk su maliyetine eşitlenerek bulunmuştur. $\dot{Q}_b$ ara buharın doymuş su oluncaya kadar verebileceği ısıl gücü, $\dot{m}_a$ ara buhar debisi, h_{10} ara buhar çekilen noktadaki buhar entalpisi, $h_{10,s}$ ara buhar basıncındaki doymuş su entalpisi, g_b ara buharın doyma noktasındaki birim ısı enerjisi üretim maliyeti, $\dot{Q}_{su}$ ASS'den elde edilebilecek soğutma gücü ve $\dot{m}_{su}$ ASS'den elde edilen soğuk su debisi olmak üzere, birim soğuk su üretim maliyeti içindeki buhar maliyetlerinin payı $g_{su,b}$;

$$g_{su,b} \cdot \dot{Q}_{su} \cdot H = g_b \cdot \dot{Q}_b \cdot H \quad (6.1)$$

$$g_{su,b} \cdot \dot{m}_{su} \cdot c_{p,su} \cdot (t_{su,g} - t_{su,\zeta}) = g_b \cdot \dot{m}_a \cdot (h_{10} - h_{10,s}) \quad (6.2)$$

$$g_{su,b} = g_b \cdot \frac{\dot{m}_a \cdot (h_{10} - h_{10,s})}{\dot{m}_{su} \cdot c_{p,su} \cdot (t_{su,g} - t_{su,\zeta})} \quad (\text{cent/kW}_{se}h) \quad (6.3)$$

olarak elde edilir. Burada $c_{p,su}$ suyun sabit basınçtaki özgül ısısıdır. Hesaplamalarda $c_{p,su}=4,1868$ kJ/kgK alınmıştır. ASS'nin performans katsayısı COP; elde edilmek istenen soğutma gücünün ($\dot{Q}_{su}$) ara buharın ısıl gücüne ($\dot{Q}_b$) oranıdır.

$$COP_{ASS} = \frac{\dot{Q}_{su}}{\dot{Q}_b} = \frac{\dot{m}_{su} \cdot c_{p,su} \cdot (t_{su,g} - t_{su,\zeta})}{\dot{m}_a \cdot (h_{10} - h_{10,s})} \quad (6.4)$$

Denklem 6.4'den $\dot{m}_{su}$ çekilip Denklem 6.3'de yerine yazılacak olursa, $g_{su,b}$

$$\dot{m}_{su} = COP_{ASS} \cdot \dot{m}_a \cdot \frac{(h_{10} - h_{10,s})}{c_{p,su} \cdot (t_{su,g} - t_{su,\zeta})} \quad (\text{kg/s}) \quad (6.5)$$

$$g_{su,b} = \frac{g_b}{COP_{ASS}} \quad (\text{cent/kW}_{se}h) \quad (6.6)$$

şeklinde elde edilir. Birim soğuk su üretim maliyeti içindeki buhar maliyetlerinin payı, birim ısı enerjisi üretim maliyeti ile doğru orantılı, ASS'nin performans katsayısıyla ise ters orantılı olarak değişmektedir. ASS'nin COP'u ne kadar büyük olursa, $g_{su,b}$ de o kadar küçük olur.

Birim soğuk su üretim maliyeti içindeki yatırım maliyetinin payı hesaplanırken, öncelikle absorpsiyonlu soğutma sisteminin yatırım maliyetinin bulunması gerekir. ASS'nin yatırım

maliyeti(I_{ASS}), maliyet kapasite ilişkisini gösteren denklem yardımıyla belirlenebilir(Armor ve Kreider, 2001).

$$I_{ASS} = I_r \cdot \left(\frac{K}{K_r} \right)^m \quad (\$) \quad (6.7)$$

Burada I_r referans ASS'nin yatırım maliyetini, K yatırım maliyeti aranan ASS kapasitesini, K_r referans ASS'ye ait kapasiteyi ve m kapasite-maliyet üssünü göstermektedir. Tek etkili ve çift etkili ASS ile MSS için bu değerler Çizelge 6.1'de verilmiştir.

Çizelge 6.1 ASS ve MSS için kapasite-maliyet değerleri(Armor ve Kreider, 2001)

	m	I_r (\$x1000)	K_r (tons)	K(tons)
Tek etkili ASS	0,66	160	500	100-1400
Çift etkili ASS	0,7	230	500	400-1200
MSS	0,66	92	500	80-2000

Yatırım maliyeti daha önceden tanımlanan amortisman katsayısıyla çarpılarak, yıllık sabit sermaye maliyeti($C_{k,ASS}$) bulunur.

$$C_{k,ASS} = a \cdot I_{ASS} \quad (\$/yıl) \quad (6.8)$$

Yıllık sabit sermaye maliyeti ASS'den elde edilebilecek yıllık soğutma kapasitesine($\dot{Q}_{su,y}$) bölünerek, birim soğuk su üretim maliyeti içindeki yatırım maliyetinin payı $g_{su,k(ASS)}$ hesaplanabilir(Denklem 6.9).

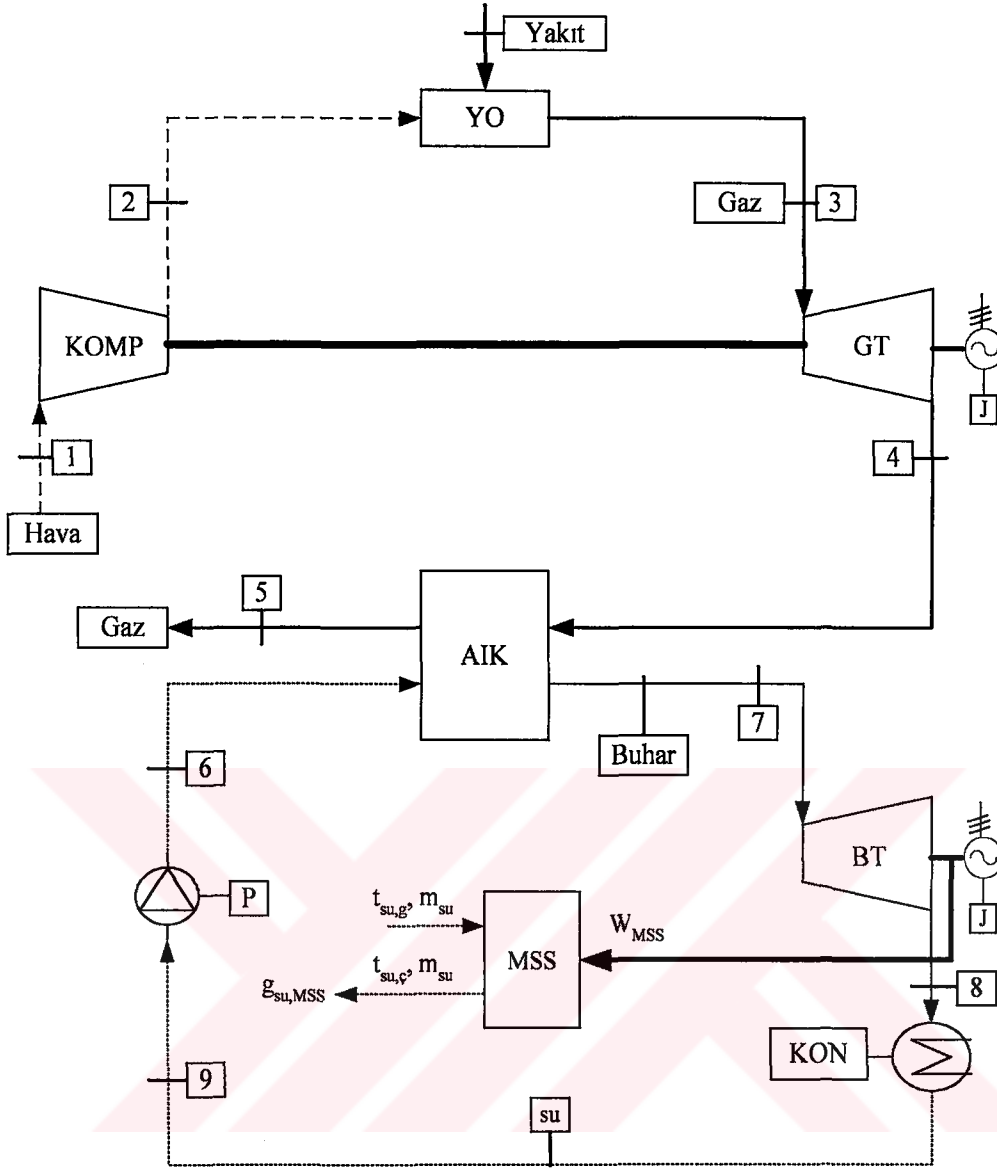
$$g_{su,k(ASS)} = \frac{C_{k,ASS}}{\dot{Q}_{su,y}} = \frac{C_{k,ASS}}{\dot{Q}_{su} \cdot H} \quad (\text{cent/kW}_{se}h) \quad (6.9)$$

Burada, H (h/yıl) yıllık işletme saatini gösterir(Denklem 6.10).

$$H = 8760 \cdot L_r \quad (h/yıl) \quad (6.10)$$

ASS için toplam birim soğuk su üretim maliyeti, buhar maliyetlerinin payı ile yatırım maliyetlerinin payının toplamından oluşmaktadır.

$$g_{su,ASS} = g_{su,b} + g_{su,k(ASS)} \quad (\text{cent/kW}_{se}h) \quad (6.11)$$



Şekil 6.2 MSS'li kombine çevrim sistemi

6.1.3 Mekanik Soğutma Sistemi ile Soğuk Su Üretimi

Hesaplamalarda karşılaştırma yapabilmek amacıyla, ASS'li sistemlerle aynı soğutma yükünü sağlayan mekanik soğutma sistemi seçilmiştir. Şekil 6.2'de mekanik soğutmalı kombine çevrim modeli gösterilmiştir. MSS'ye soğutma suyu giriş sıcaklığı $t_{su,g}$ 12 °C ve soğutma suyu çıkış sıcaklığı $t_{su,ç}$ 6 C° kabul edilmiştir. MSS için performans katsayısı COP 3 ile 5 arasında seçilerek, ara buhar basıncı ile birim soğuk su üretim maliyetinin değişimi analiz edilmiştir. Bu çalışmada, MSS için enerji kaynağı olarak, türbinde üretilen elektrik enerjisi alınmıştır. Dolayısıyla; birim soğuk su üretim maliyeti iki kısımdan oluşmaktadır: elektrik enerjisi üretim maliyetlerinin payı ve yatırım maliyetlerinin payı.

Birim soğuk su üretim maliyeti içindeki elektrik enerjisi üretim maliyetlerinin payı, MSS için gerekli olan elektrik enerjisi maliyeti MSS’de üretilen soğuk su maliyetine eşitlenerek bulunmuştur. $\dot{W}_{MSS}$, MSS için gerekli olan elektrik enerjisi, g birim elektrik enerjisi üretim maliyeti, $\dot{Q}_{su}$ MSS’den elde edilebilecek soğutma gücü, COP_{MSS} mekanik soğutma sisteminin performans katsayısı ve $\dot{m}_{su}$ MSS’de üretilen soğuk su debisi olmak üzere, birim soğuk su üretim maliyeti içindeki elektrik enerjisi üretim maliyetlerinin payı $g_{su,el}$;

$$COP_{MSS} = \frac{\dot{Q}_{su}}{\dot{W}_{MSS}} = \frac{\dot{m}_{su} \cdot c_{p,su} \cdot (t_{su,g} - t_{su,q})}{\dot{W}_{MSS}} \quad (6.12)$$

$$\dot{W}_{MSS} = \frac{\dot{Q}_{su}}{COP_{MSS}} \quad (kW) \quad (6.13)$$

$$g_{su,el} \cdot \dot{Q}_{su} = g \cdot \dot{W}_{MSS} \quad (6.14)$$

$$g_{su,el} = \frac{g}{COP_{MSS}} \quad (cent/kW_{se}h) \quad (6.15)$$

olarak elde edilir. Birim soğuk su üretim maliyeti içindeki elektrik enerjisi üretim maliyetlerinin payı birim elektrik enerjisi üretim maliyeti ile doğru, MSS’nin COP’uyla ters orantılıdır.

MSS için birim soğuk su üretim maliyeti içindeki yatırım maliyetlerinin payı($g_{su,k(MSS)}$), ASS’deki hesaplama yöntemine benzer şekilde yapılabilir(Denklem 6.16).

$$g_{su,k(MSS)} = \frac{C_{k,MSS}}{\dot{Q}_{su,y}} = \frac{C_{k,MSS}}{\dot{Q}_{su} \cdot H} \quad (cent/kW_{se}h) \quad (6.16)$$

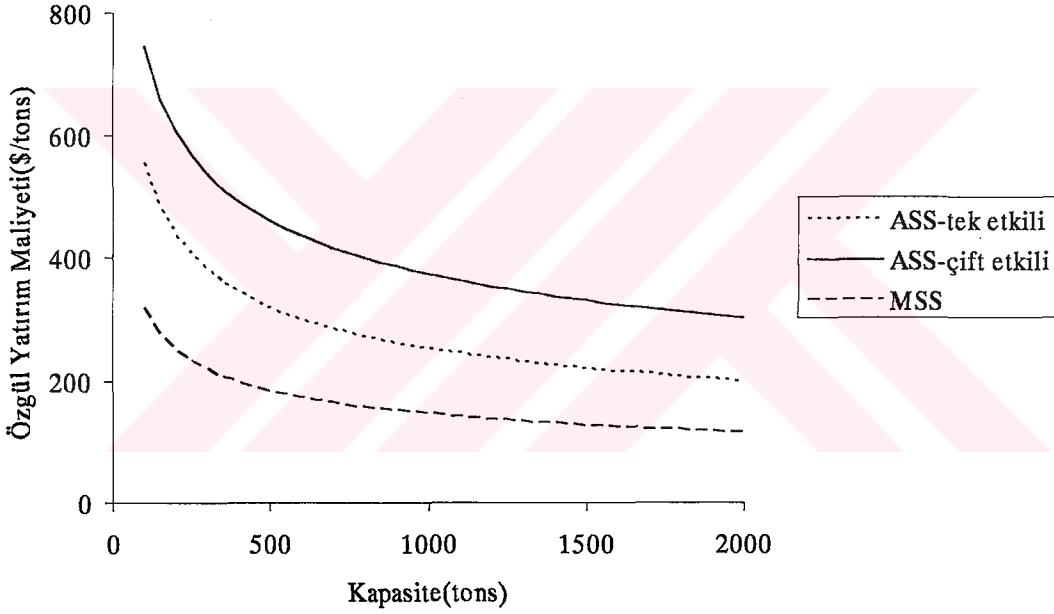
MSS için toplam birim soğuk su üretim maliyeti $g_{su,MSS}$, elektrik enerjisi üretim maliyetlerinin payı ile yatırım maliyetlerinin payının toplamından oluşmaktadır.

$$g_{su,MSS} = g_{su,el} + g_{su,k(MSS)} \quad (cent/kW_{se}h) \quad (6.17)$$

6.1.4 Termoekonomik Değerlendirme

ASS’li ve MSS’li trigenerasyon sistemlerinden aynı şartlarda elde edilecek soğuk su için termoekonomik analizler yapılarak, birim soğuk su üretim maliyetleri bulunmuş ve bu iki sistemin birbirine göre avantajlı olduğu şartlar belirlenmeye çalışılmıştır. Parametre olarak ise COP alınmıştır. ASS ve MSS’nin kapasite aralıkları çok geniştir(100-2000 tons). Bu nedenle

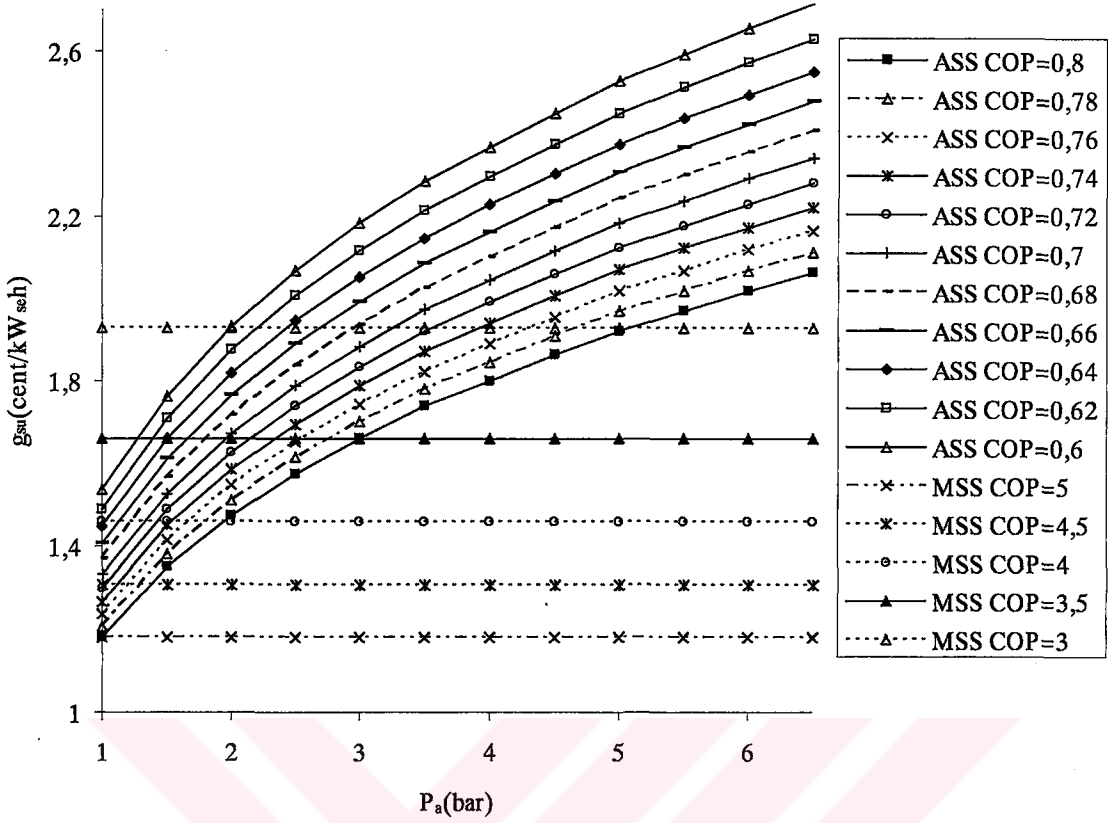
çalışmada düşük(100-500 tons), orta(500-1000) ve yüksek(1000-1500) olmak üzere, üç farklı kapasite aralığı seçilmiştir. Hesaplamalar ise, bu kapasite aralıkları için ortalama bir kapasite seçilerek yapılmıştır. Düşük kapasite aralığında ortalama kapasite 200 tons, orta kapasite aralığında ortalama kapasite 750 tons ve yüksek kapasite aralığında ortalama kapasite 1250 tons alınmıştır. Böylece farklı kapasiteler için, birim soğuk su üretim maliyetlerinin karşılaştırması da rahatlıkla yapılabilmektedir. Şekil 6.3’de tek etkili ve çift etkili ASS ve MSS için, kapasite-özellik yatırım maliyet ilişkisi gösterilmiştir. Kapasite artışıyla özellik yatırım maliyeti düşmektedir(Armor ve Kreider, 2001). İncelemelerde birim soğuk su üretim maliyeti üzerine, yatırım maliyetinin çok fazla etkisinin olmadığı görülmüştür. Çünkü, soğutma sisteminin maliyeti kombine çevrim sistem maliyetinin yanında çok küçük kalmaktadır.



Şekil 6.3 ASS ve MSS için kapasite-özellik yatırım maliyet ilişkisi

6.1.4.1 Düşük Kapasite

Düşük kapasite aralığında ortalama kapasite 200 tons alınarak, aynı soğutma yükü için termoeconomik analizler yapılmıştır. Analiz sonucunda, ara buhar basıncı ile elde edilen birim soğuk su üretim maliyetinin değişimi incelenmiştir(Şekil 6.4-6.5).

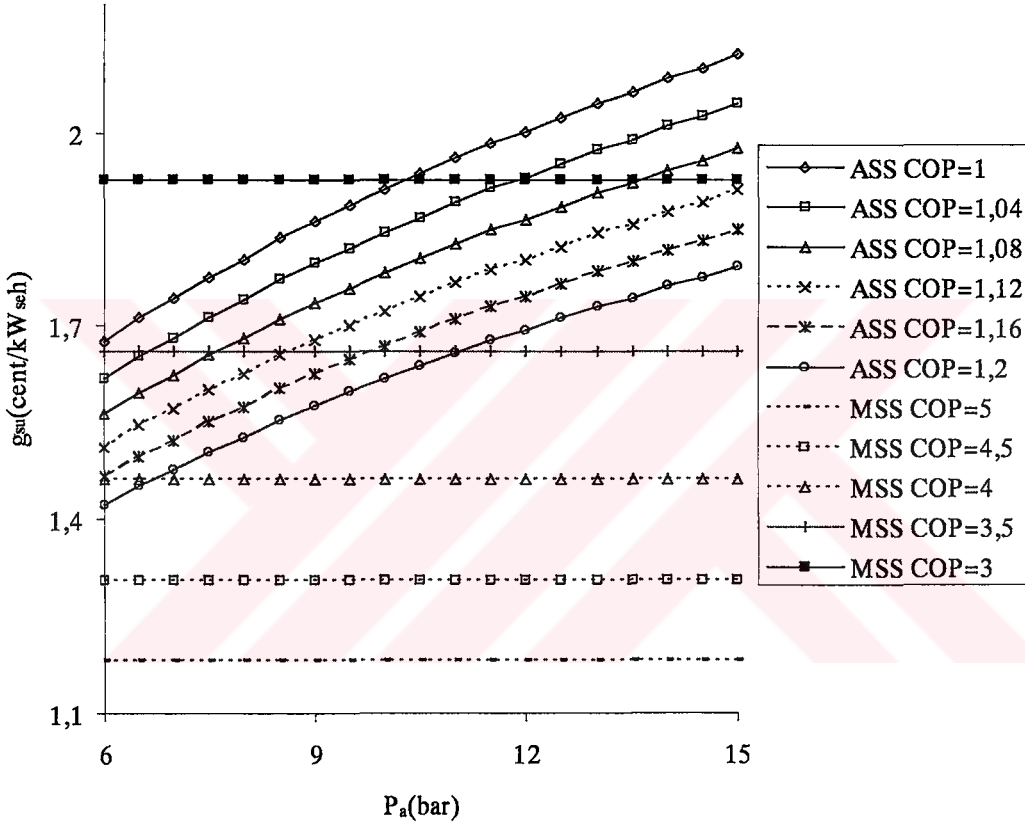


Şekil 6.4 Tek etkili ASS ve MSS için ara buhar basıncı ile soğuk su üretim maliyetinin değişimi

Şekil 6.4'de, tek etkili ASS ve MSS için, performans katsayısına göre ara buhar basıncı ile birim soğuk su üretim maliyetinin değişimi gösterilmiştir. COP'un artmasıyla birim soğuk su üretim maliyeti düşmektedir. Belirli bir COP değerinde, soğuk su üretim maliyeti MSS için ara buhar basıncı ile değişmezken, ASS için ara buhar basıncıyla artar. Çünkü, MSS'de soğuk su üretim maliyeti ara buhardan bağımsız olup, sadece elektrik ve yatırım maliyetlerinin paylarından oluşan sabit bir değerdir. ASS'de ise, yatırım maliyetleri kısmının sabit olmasına karşılık, buhar maliyeti ara buhar basıncıyla arttığından, toplam maliyet de sürekli yükselmektedir. Şekil incelenecek olursa, tek etkili ASS'nin yüksek COP ve düşük ara buhar basınçlarında avantajlı olduğu, MSS'nin COP'unun artmasıyla ASS'nin avantajının azaldığı görülmektedir. Örneğin; ASS COP=0,8 ve MSS COP=3 için, ASS 5 bara kadar avantajlı iken, MSS COP'un artmasıyla ASS'nin avantajı azalmaktadır.

Şekil 6.5'de, çift etkili ASS ve MSS için, performans katsayısına göre ara buhar basıncı ile birim soğuk su üretim maliyetinin değişimi gösterilmiştir. COP'un artmasıyla birim soğuk su üretim maliyeti düşmektedir. Şekil incelenecek olursa, çift etkili ASS'nin yüksek COP

değerlerinde ve düşük ara buhar basınçlarında avantajlı olduğu, MSS'nin COP'unun artmasıyla avantajının azaldığı görülmektedir. Örneğin; ASS COP=1,2 ve MSS COP=3 için, ASS 10,5 bara kadar avantajlı iken, MSS COP'un artmasıyla ASS'nin avantajı azalmaktadır. Tek etkili ASS ile karşılaştırıldığında ise, çift etkili de artan buhar maliyetiyle birlikte birim soğuk su üretim maliyeti de artmaktadır. Dolayısıyla düşük kapasitelerde, performans katsayısı yüksek ve düşük ara buhar basınçlarında çalışan tek etkili ASS tercih edilmelidir. Ya da, yüksek basınçlarda çalışılacaksa, MSS tercih edilmelidir.

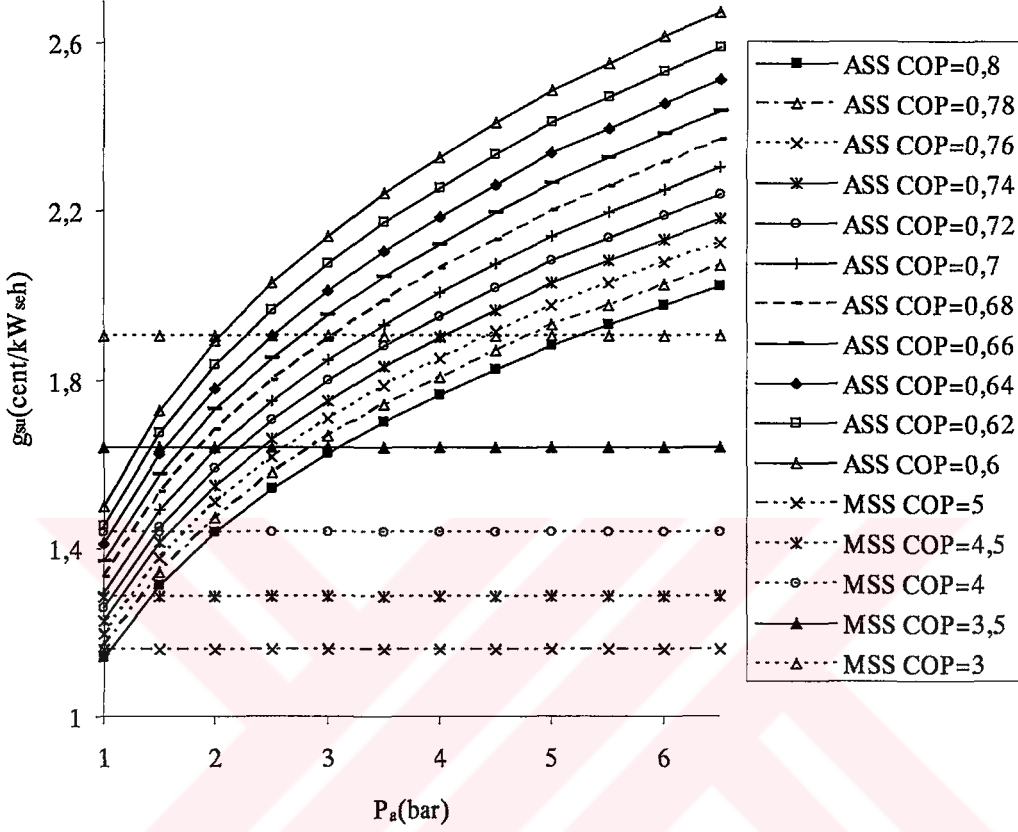


Şekil 6.5 Çift etkili ASS ve MSS için ara buhar basıncı ile soğuk su üretim maliyetinin değişimi

6.1.4.2 Orta Kapasite

Orta kapasite aralığında ortalama kapasite 750 tons alınarak, aynı soğutma yükü için termoekonomik analizler tekrarlanmıştır. Şekil 6.6'da, tek etkili ASS ve MSS için, performans katsayısına göre ara buhar basıncı ile birim soğuk su üretim maliyetinin değişimi gösterilmiştir. COP'un artmasıyla birim soğuk su üretim maliyeti düşmektedir. Şekil incelenecek olursa, tek etkili ASS'nin yüksek COP değerlerinde ve düşük ara buhar

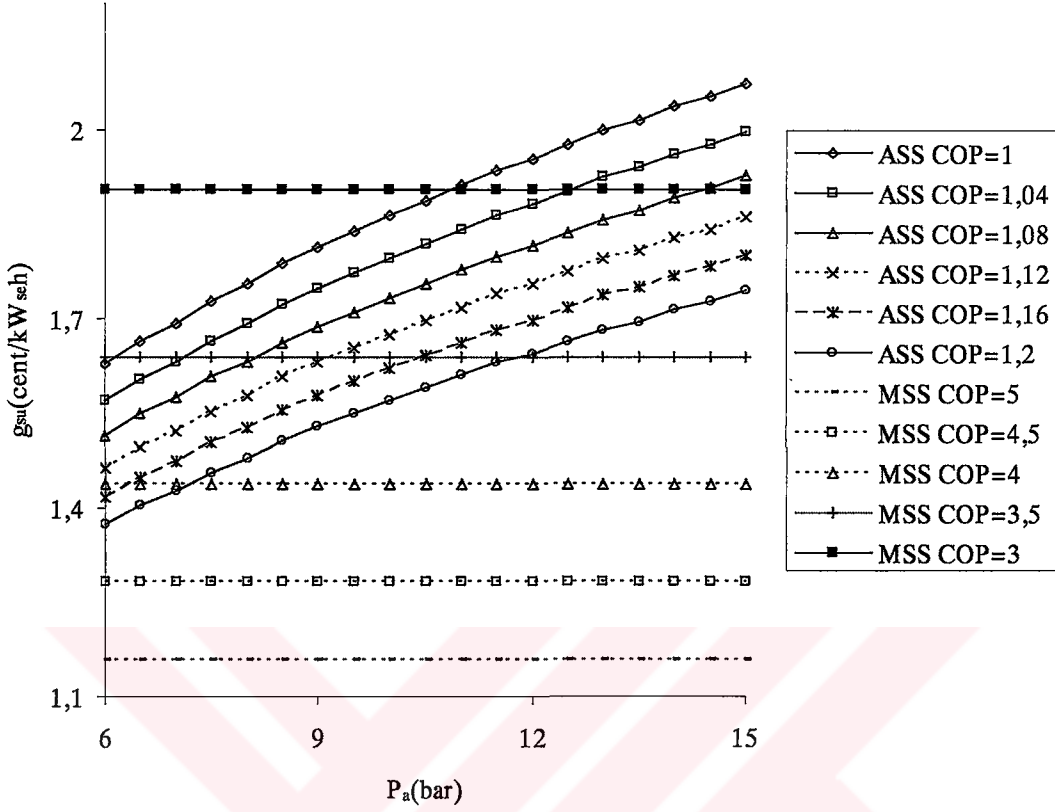
basınçlarında avantajlı olduğu, MSS'nin COP'unun artmasıyla avantajının azaldığı görülmektedir. Örneğin; ASS COP=0,8 ve MSS COP=3 için, ASS 5,2 bara kadar avantajlı iken, MSS COP'un artmasıyla ASS'nin avantajı azalmaktadır.



Şekil 6.6 Tek etkili ASS ve MSS için ara buhar basıncı ile soğuk su üretim maliyetinin değişimi

Şekil 6.7'de, çift etkili ASS ve MSS için, performans katsayısına göre ara buhar basıncı ile birim soğuk su üretim maliyetinin değişimi gösterilmiştir. COP'un artmasıyla birim soğuk su üretim maliyeti düşmektedir. Çift etkili ASS yüksek COP değerlerinde ve düşük ara buhar basınçlarında avantajlı iken, MSS'nin COP'unun artmasıyla avantajı azalmaktadır. MSS COP=4,2'nin üzerindeki durumlarda, ASS avantajını tamamen kaybetmektedir. Örneğin; ASS COP=1,2 ve MSS COP=3 için, ASS 11 bara kadar avantajlı iken, MSS COP'un artmasıyla ASS'nin avantajı azalmaktadır. Tek etkili ASS ile karşılaştırıldığında, aynı COP değeri için çift etkili ASS'de artan buhar maliyetiyle birlikte, birim soğuk su üretim maliyeti de artmaktadır. Dolayısıyla orta kapasiteler için de, performans katsayısı yüksek ve düşük ara buhar basınçlarında çalışan tek etkili ASS tercih edilmelidir. Yada, yüksek basınçlarda

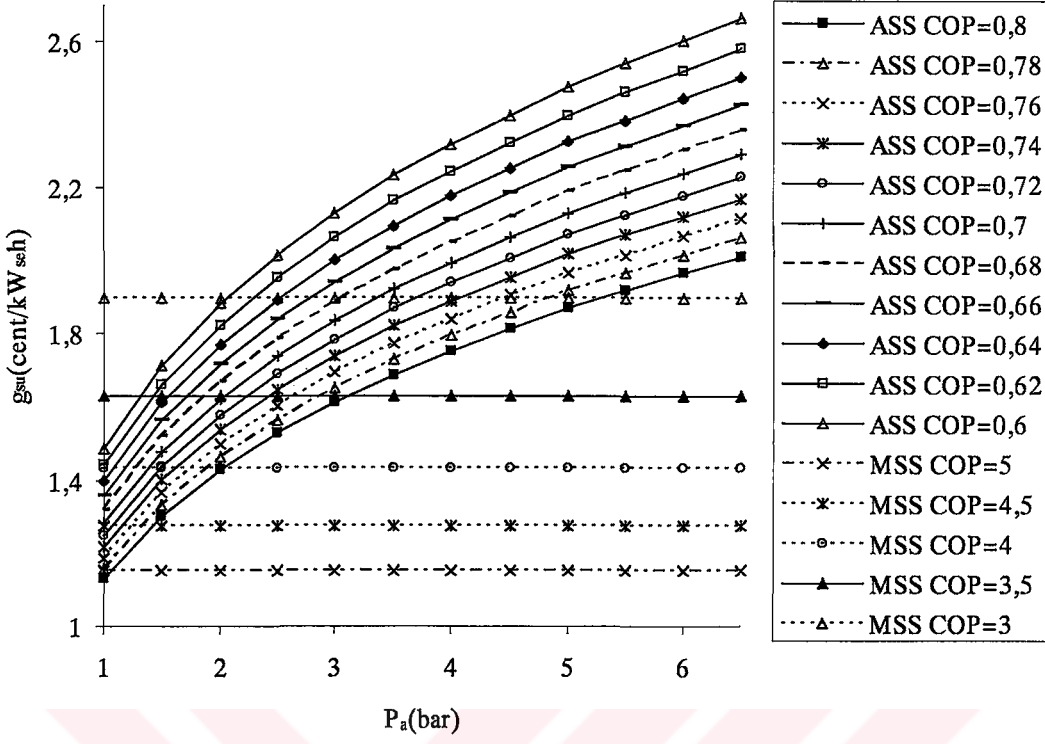
çalışılacaksa, MSS tercih edilmelidir.



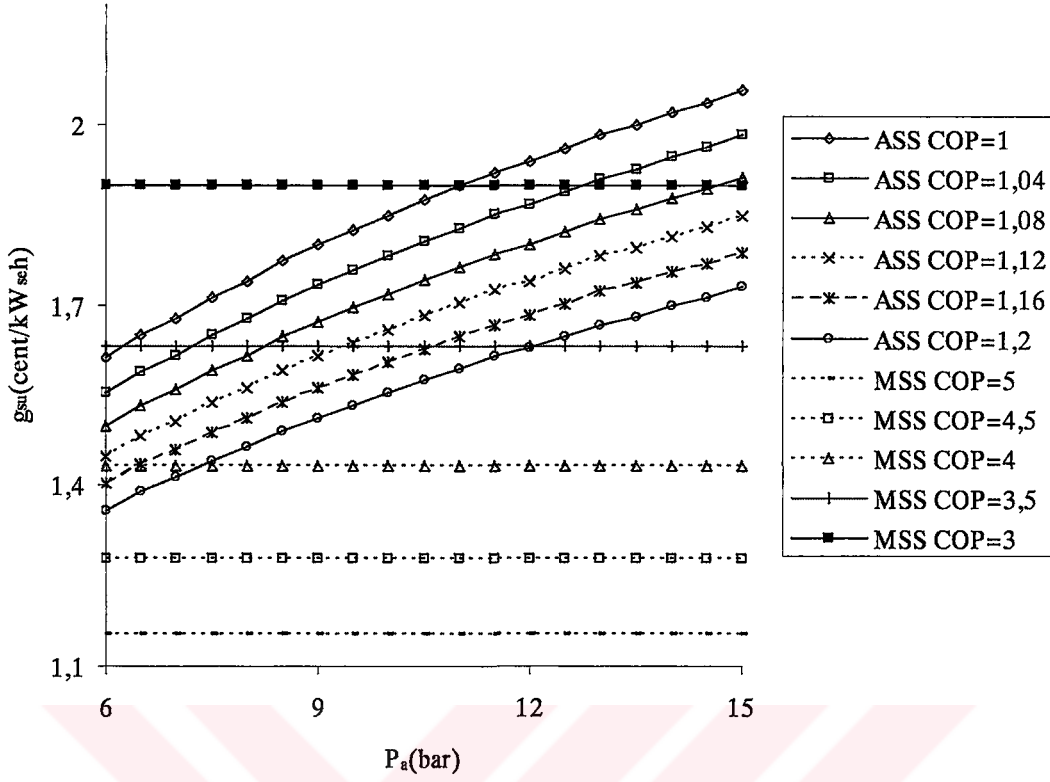
Şekil 6.7 Çift etkili ASS ve MSS için ara buhar basıncı ile soğuk su üretim maliyetinin değişimi

6.1.4.3 Yüksek Kapasite

Yüksek kapasite aralığında ortalama kapasite 1250 tons alınarak, aynı soğutma yükü için termoekonomik analizler tekrarlanmıştır. Şekil 6.8’de, tek etkili ASS ve MSS için, Şekil 6.9’da ise çift etkili ASS ve MSS için, performans katsayısına göre ara buhar basıncı ile birim soğuk su üretim maliyetinin değişimi gösterilmiştir. COP’un artmasıyla birim soğuk su üretim maliyeti düşmektedir.



Şekil 6.8 Tek etkili ASS ve MSS için ara buhar basıncı ile soğuk su üretim maliyetinin değişimi



Şekil 6.9 Çift etkili ASS ve MSS için ara buhar basıncı ile soğuk su üretim maliyetinin değişimi

Sonuç olarak; aynı şartlarda ASS ve MSS için, kapasitenin artmasıyla birim soğuk su üretim maliyetinin düştüğü görülmüştür. Örneğin; $COP_{ASS}=0,8$ ve $P_a=6$ bar için, tek etkili ASS'de birim soğuk su üretim maliyeti düşük kapasitede 2,0173 cent/kW_{seh}, orta kapasitede 1,9782 cent/kW_{seh} ve yüksek kapasitede 1,9673 cent/kW_{seh}'tir. Aynı şekilde $COP_{ASS}=1,2$ ve $P_a=6$ bar için, çift etkili ASS'de birim soğuk su üretim maliyeti düşük kapasitede 1,4225 cent/kW_{seh}, orta kapasitede 1,3735 cent/kW_{seh} ve yüksek kapasitede 1,3592 cent/kW_{seh}'tir. MSS ise ara buhar basıncından bağımsız olup, sadece COP'a ve birim elektrik enerjisi üretim maliyetine bağlıdır. Dolayısıyla, $COP_{MSS}=5$ için, MSS'de birim soğuk su üretim maliyeti düşük kapasitede 1,18152 cent/kW_{seh}, orta kapasitede 1,15906 cent/kW_{seh} ve yüksek kapasitede ise 1,15275 cent/kW_{seh}'tir. Bu değerler de göstermektedir ki; hem tek etkili ASS, hem çift etkili ASS, hem de MSS için, kapasitenin artmasıyla birim soğuk su üretim maliyeti azalmaktadır.

7. KOMBİNE ÇEVİRİM SİSTEMİNİN ÇEVRE SICAKLIK ANALİZİ

Gaz türbin çevrimlerinin performansına etki eden dizayn parametreleri, çevre sıcaklığı(T_c), gaz türbin giriş sıcaklığı(TGS) ve kompresör basınç oranıdır(P_{rc}). Dizayn parametreleri, çevrim performansını en üst seviyede sağlayacak şekilde seçilmelidir. Kompresör basınç oranı ve gaz türbin giriş sıcaklığı, sistemin çalışması esnasında sabit kalırken, çevre sıcaklığı değişmektedir. Gaz türbinlerinin dizayn hesaplamalarında ISO standart çevre şartı olarak deniz seviyesi, 288 K(15°C) ve % 60 bağıl nem alınır. Çevre şartları dizayn şartlarından bağımsız olup, tamamen gaz türbinin kullanılacağı yere bağlıdır. Dolayısıyla çevre şartlarının değişmesiyle, performans da değişmektedir. Sıcaklık değişiminin performans üzerine olan etkisi, basınç ve neme oranla daha fazladır. Özellikle sıcak iklim bölgelerinde, sıcaklığın artmasıyla gaz türbinlerinin hava debisi azalmakta, güç çıktısı ve termik verim düşmektedir. Çevre sıcaklığın dizayn noktasının altında olması ise, performans değerlerini iyileştirir. Farklı iklim bölgelerinde gaz türbin dizayn parametrelerinin farklı seçilmesi, daha iyi performans ile kullanımlarını sağlayacaktır. Bu şekilde, çevre şartlarının değişmesinden kaynaklanan performans ve üretim kayıpları en aza indirilmiş olur(Ameri vd., 2005, Erdem vd., 2003b).

Bu kısımda, çevre sıcaklığının gaz türbin grubu ve kombine çevrim sistem performansı(net güç çıktısı ve termik verim) üzerine olan etkisi araştırılarak, çevre sıcaklığı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyeti değişimi incelenmiştir. İncelemelerde, referans çevre sıcaklığı(kompresör giriş sıcaklığı) 288 K(15 °C), bu sıcaklıktaki hava debisi ise 1 kg/s, referans çevre basıncı(kompresör giriş basıncı) da 1 bar olarak alınmıştır. Hesaplamalarda, diğer termodinamik değerler önceki kısımda alınan değerlerin aynısı seçilmiştir. Referans çevre sıcaklığının değişmesiyle, gaz türbinlerinin kütleli debileri değişmekte, fakat hacimsel debileri sabit kalmaktadır(Erdem vd., 2003b). Çünkü sıcaklığın değişmesiyle yoğunluk değişmekte, bu da kütleli debiyi değiştirmektedir. Bu durumdan sistemin net gücü ve verimi de etkilenmektedir. Kütleli debi, yoğunluk($\rho_{g,r}$) ile hacimsel debinin($\dot{V}$) çarpımına eşittir. Hacimsel debi ise, kompresör giriş kesiti(A_g) ile kompresör giriş hızına(C_g) bağlıdır. İdeal gaz denkleminde yoğunluk;

$$\rho_{g,r} = \frac{P_{g,r}}{R_h \cdot T_{g,r}} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (7.1)$$

olarak elde edilir. Buna göre referans çevre şartlarında havanın kütleli debisi;

$$\dot{m}_{h,r} = \rho_{g,r} \cdot A_g \cdot C_g = \rho_{g,r} \cdot \dot{V} = \frac{P_{g,r}}{R_h \cdot T_{g,r}} \cdot \dot{V} \quad (\text{kg/s}) \quad (7.2)$$

olur. Denklemlerde, $P_{g,r}$ referans çevre basıncını, $T_{g,r}$ referans çevre sıcaklığını, R_h havanın ideal gaz sabitini göstermektedir. Gaz sabiti ve çevre basıncı sabit kabul edilirse, yoğunluk çevre sıcaklığı ile değişecektir. Buna göre çevre sıcaklığının değişmesi durumunda, kompresöre girişinde kütleli debi $\dot{m}_h$;

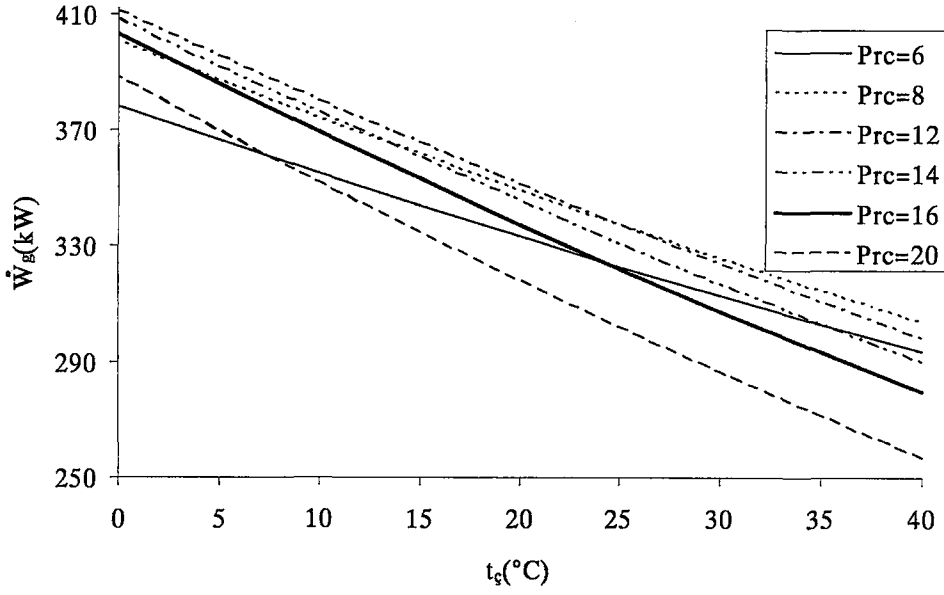
$$\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{h,r}} = \frac{\rho_g}{\rho_{g,r}} = \frac{T_{g,r}}{T_g} \quad (7.3)$$

$$\dot{m}_h = \frac{T_{g,r}}{T_g} \cdot \dot{m}_{h,r} \quad (\text{kg/s}) \quad (7.4)$$

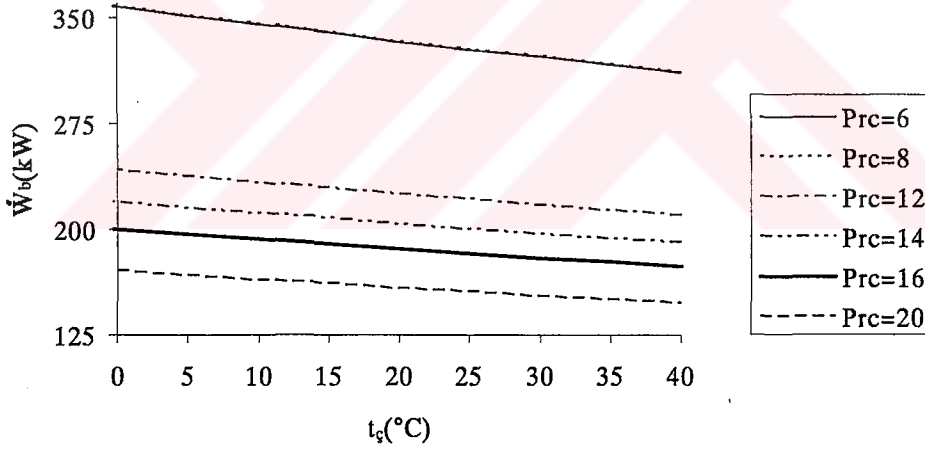
şeklinde yazılabilir. Burada, T_g referans sıcaklıktan farklı çevre sıcaklıklarını, ρ_g ise T_g sıcaklığındaki hava yoğunluğunu göstermektedir. Denklemden de görüldüğü üzere, çevre sıcaklığının değişimine bağlı olarak, kompresör girişinde havanın kütleli debisi değişmektedir. Çevre sıcaklığı referans değerin üzerine çıktığında kütleli debi düşmekte, referans değerin altına indiğinde ise kütleli debi artmaktadır. Bu değişime bağlı olarak, gaz türbini net gücü ve termik verimi değişmektedir. Ayrıca, kütleli debi değişimi AIK'ndan elde edilecek buhar debisini ve buhar türbininden elde edilecek gücü etkilemektedir. Dolayısıyla kombine çevrim sisteminin gücü ve verimi de bu durumdan etkilenecektir.

Hesaplamalarda, referans çevre sıcaklığı 288 K(15 °C), bu sıcaklıktaki hava debisi 1 kg/s, referans çevre basıncı 1 bar, gaz türbin giriş sıcaklığı(TGS) 1300 K, kompresör ve türbin izentropik verimleri 0,88, kazan basıncı 50 bar, kızgın buhar sıcaklığı 490 °C ve kondenser basıncı 0,05 bar olarak alınmıştır. İncelemeler sonucunda, çevre sıcaklığına bağlı olarak elde edilen performans ve maliyet değişimleri, Şekil 7.1-7.6'da verilmiştir.

Şekil 7.1'de çevre sıcaklığı ile gaz türbin net gücünün değişimi gösterilmiştir. Düşük kompresör basınç oranlarında çevre sıcaklığının net güç üzerine olan etkisi, yüksek basınç oranlarına göre daha azdır. Kompresör basınç oranı arttıkça, çevre sıcaklığındaki artışa bağlı olarak kompresör işi yükselmekte, bu da net gücün daha hızlı düşmesine neden olmaktadır. Belirli bir kompresör basınç oranı dikkate alındığında, çevre sıcaklığının artmasıyla gaz türbin net gücü sürekli düşmektedir.

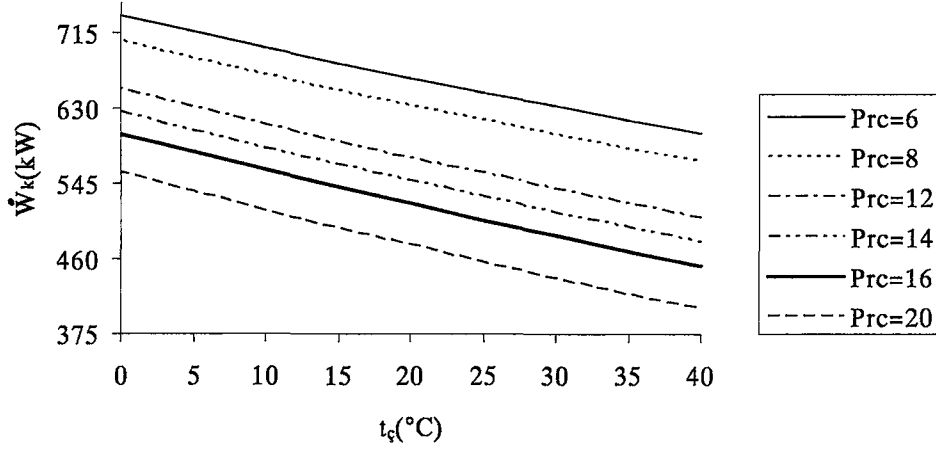


Şekil 7.1 Çevre sıcaklığı ile gaz türbin net gücünün değişimi

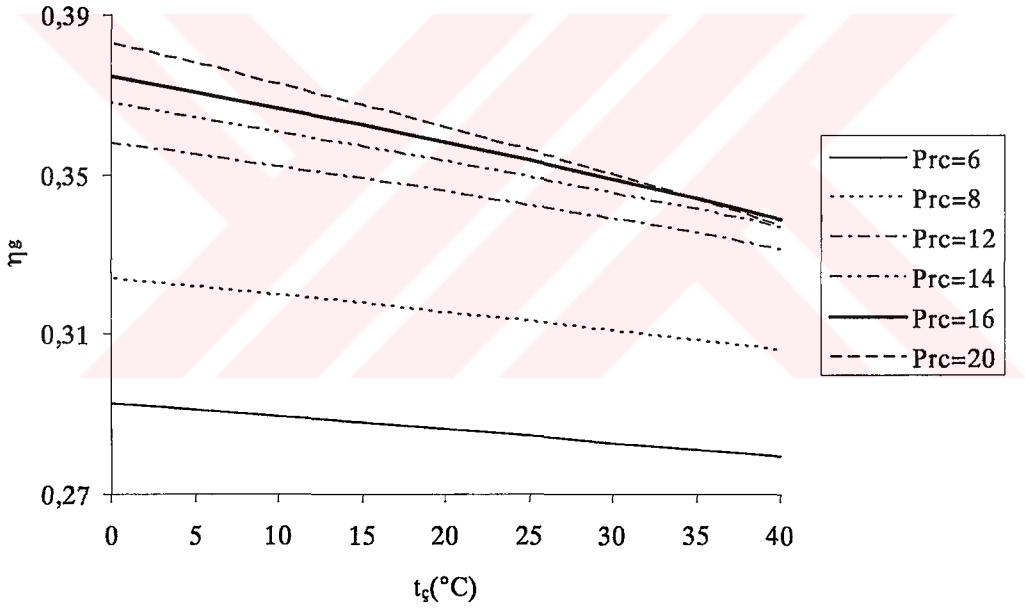


Şekil 7.2 Çevre sıcaklığı ile buhar türbini net gücünün değişimi

Şekil 7.2'de çevre sıcaklığı ile buhar türbin gücünün değişimi verilmiştir. Şekil incelenecek olursa, aynı çevre sıcaklığı için kompresör basınç oranının artmasıyla buhar türbini gücünün düştüğü görülür. Düşük basınç oranlarında buhar türbininden alınan güç daha yüksek olmaktadır. Belirli bir kompresör basınç oranı için, çevre sıcaklığının artmasıyla sistemde dolaşan hava debisi azalmakta, bu da üretilen buhar miktarını ve dolayısıyla buhar türbini gücünü sürekli düşmektedir.



Şekil 7.3 Çevre sıcaklığı ile kombine çevrim gücünün değişimi

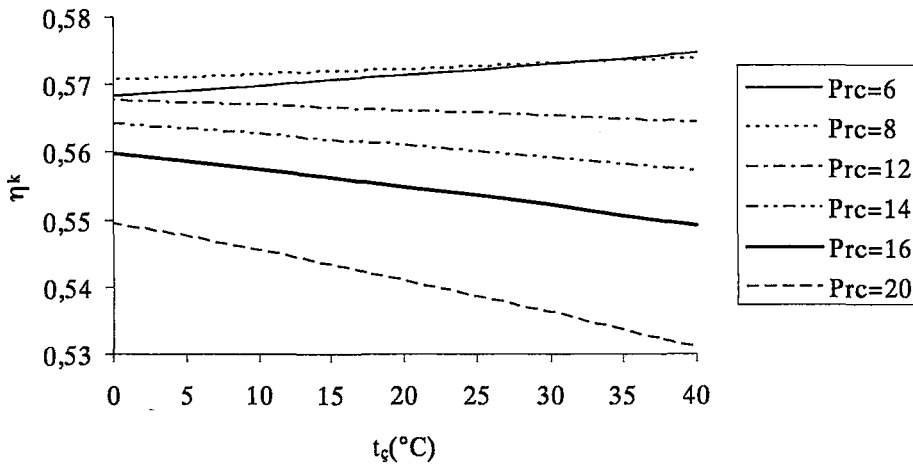


Şekil 7.4 Çevre sıcaklığı ile gaz türbin termik veriminin değişimi

Şekil 7.3'de çevre sıcaklığı ile kombine çevrim gücünün değişimi gösterilmiştir. Aynı çevre sıcaklığı için, kompresör basınç oranının artmasıyla kombine çevrim sisteminin gücü azalmaktadır. Belirli bir kompresör basınç oranı için ise, çevre sıcaklığının artışıyla kombine çevrim gücü sürekli düşmektedir. Bu nedenle, kombine çevrim sistemlerinde çevre sıcaklığının performans üzerine olan etkisini engelleyecek tedbirlerin alınması, elektrik enerjisi üretimi açısından gereklidir.

Şekil 7.4’de çevre sıcaklığı ile gaz türbin termik veriminin değişimi verilmiştir. Çevre sıcaklığının artması ile termik verim azalmaktadır. Gaz türbinlerinde çevre sıcaklığının artması kompresör çıkış sıcaklığını artırırken, türbin giriş sıcaklığı sabit alındığından yanma odasında verilmesi gerekli ısı gücü azaltacaktır. Bu sebepten termik verimin artması beklenebilir. Fakat; aynı zamanda net güç azalmaktadır. Net güçteki azalma yanma odasındaki ısı gücü azalmasından daha fazla olduğu için, termik verim düşme eğiliminde olmaktadır. Düşük kompresör basınç oranlarında termik verimdeki düşüş çevre sıcaklık artışıyla daha yavaşken, yüksek kompresör basınç oranlarında daha yüksektir.

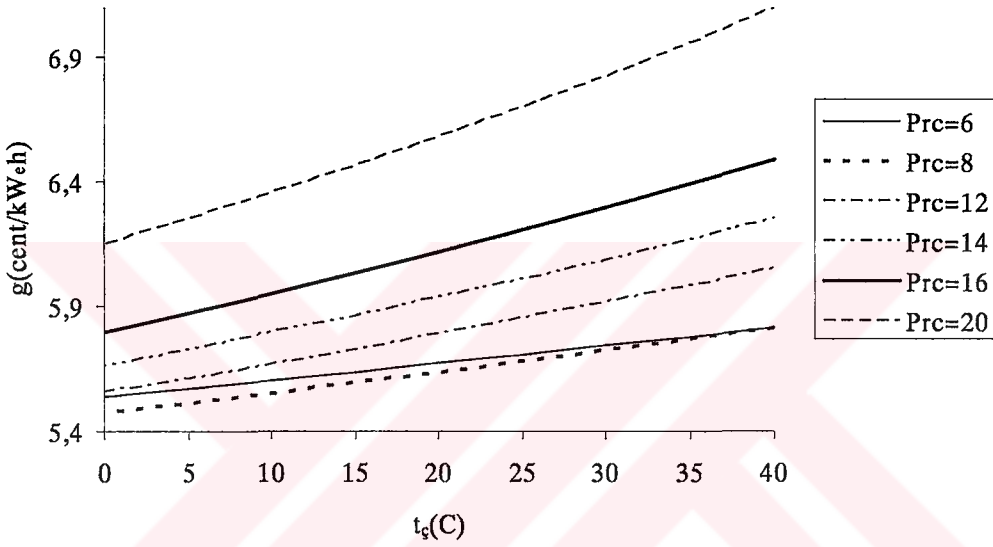
Şekil 7.5’de, çevre sıcaklığı ile kombine çevrim veriminin değişimi gösterilmiştir. Düşük kompresör basınç oranlarında(yaklaşık $P_{rc}=10$ ’a kadar), çevre sıcaklığının artmasıyla kombine çevrim verimi yükselmektedir. Çünkü; buhar türbin grubu net gücünün kombine çevrim gücü içindeki payı düşük basınç oranlarında daha yüksektir. Bu durumda çevre sıcaklığının artması ile yanma odasındaki ısı gücü azalması, toplam güç azalmasından daha fazla olmakta ve bu da kombine çevrimin verimini artırmaktadır. Yüksek kompresör basınç oranlarında(yaklaşık $P_{rc}=10$ ’dan sonra) ise, çevre sıcaklığının artmasıyla kombine çevrim verimi düşmektedir. Çünkü toplam güç içindeki buhar türbini net gücünün oranı azalmaktadır. Kombine çevrim verimindeki düşme hızı, kompresör basınç oranının artmasıyla daha hızlı olmaktadır. Düşük kompresör basınç oranlarında ve düşük çevre sıcaklıklarında, daha yüksek kombine çevrim verimleri elde edilmektedir.



Şekil 7.5 Çevre sıcaklığı ile kombine çevrim veriminin değişimi

Şekil 7.6’da, çevre sıcaklığı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi verilmiştir.

Kombine çevrim sisteminin termoekonomik analizinde, türbin giriş sıcaklığının(TGS) 1300 K olması durumunda, optimum kompresör basınç oranı 8 olarak bulunmuştur. Dolayısıyla optimum basınç oranında, çevre sıcaklık değişimine bağlı olarak en düşük birim elektrik enerjisi üretim maliyeti elde edilmektedir. Optimum değerlerin altındaki ve üstündeki kompresör basınç oranlarında birim elektrik enerjisi üretim maliyeti optimum değerindekinden hep yüksek çıkmaktadır. Belirli bir kompresör basınç oranı dikkate alındığında, çevre sıcaklığının artmasıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyeti sürekli artmaktadır.



Şekil 7.6 Çevre sıcaklığı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

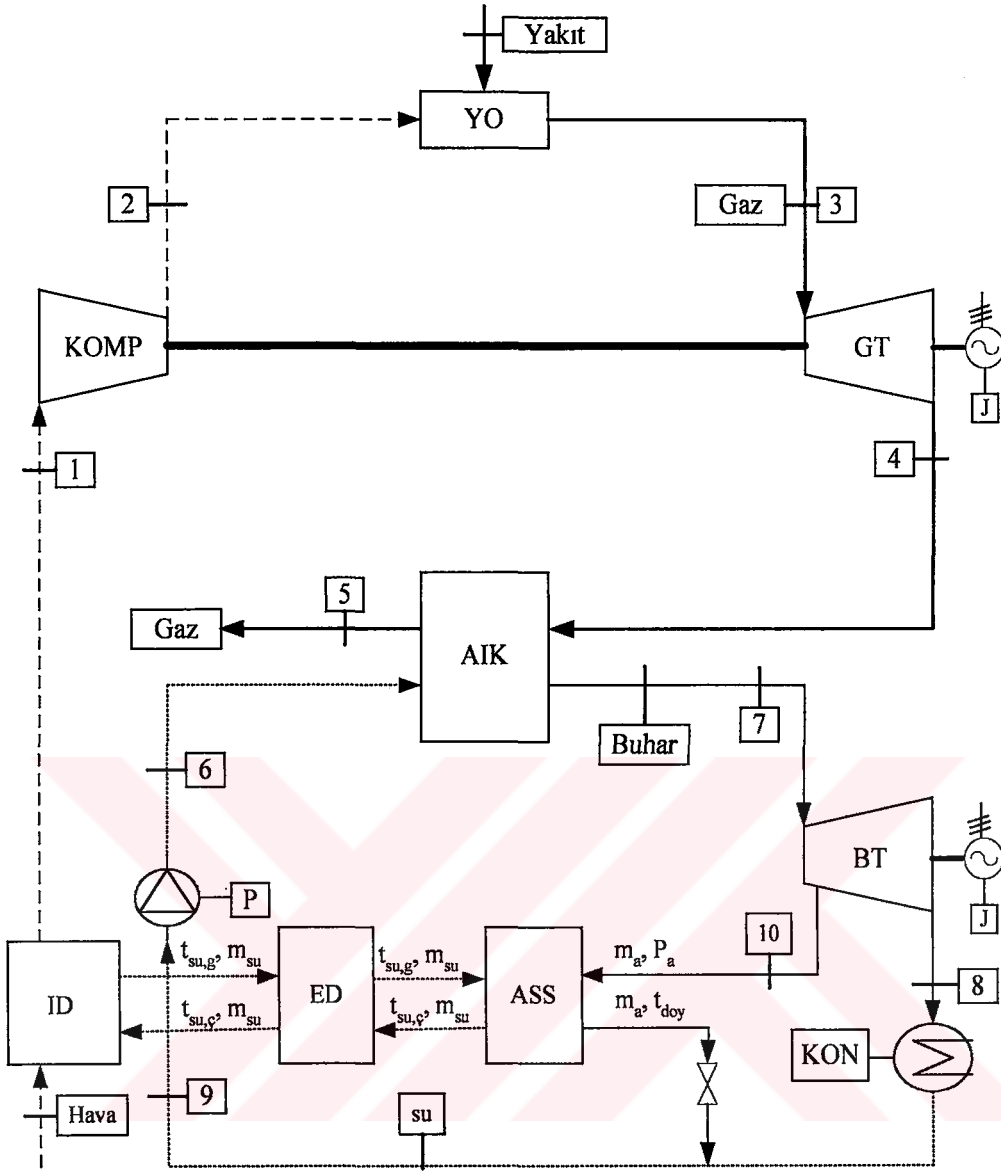
7.1 ASS'li ve Enerji Depolamalı(ED) Kombine Çevrim Sistemi

Kombine çevrim sisteminin çevre sıcaklık analizi, çevre sıcaklığının artmasıyla hava debisinin ve kombine çevrim gücünün azaldığını, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin arttığını, verimin ise düşük kompresör basınç oranlarında(yaklaşık $P_{rc}=10$ 'a kadar) arttığını, yüksek kompresör basınç oranlarında(yaklaşık $P_{rc}=10$ 'dan sonra) azaldığını göstermiştir. Çevre sıcaklığı ne kadar düşük olursa, kombine çevrim sisteminden elde edilecek birim elektrik enerjisi üretim maliyeti de o kadar düşük olacaktır.

Yukarda bahsedilen sorunların giderilmesinde en uygun yöntemlerden biri, gaz türbini girişinde çevre havasının soğutulmasıdır. Gaz türbini girişinde çevre havasını soğutmak için iki farklı yöntem vardır. Bunlardan birincisi, kompresör girişine doğrudan su püskürtülmesi

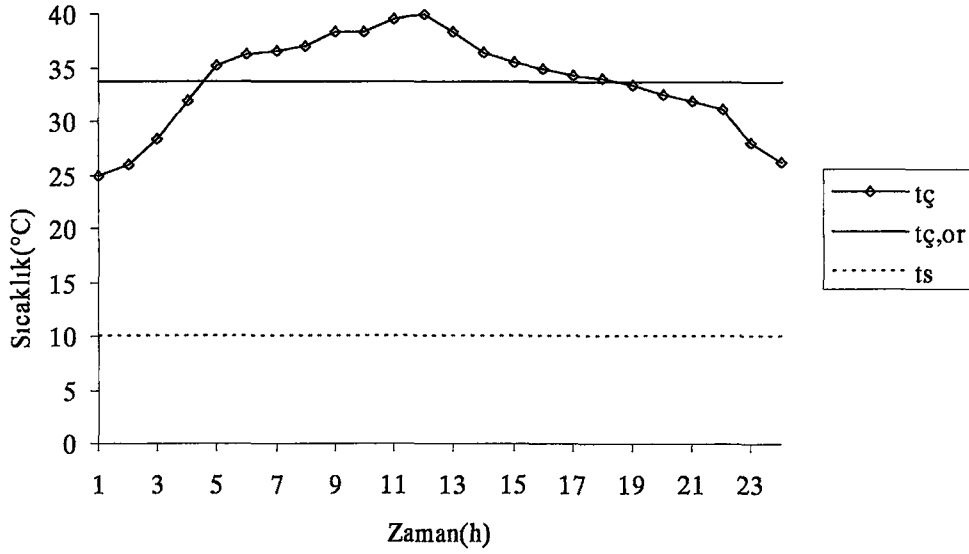
prensibine dayanan direkt soğutma sistemidir. Bu sistemler, kuru termometre sıcaklığını yaş termometre sıcaklığına düşürmek için adyabatik hava doyurma prosesinde, suyun buharlaşma gizli ısısını kullanırlar. Dolayısıyla, direkt soğutma sistemlerinin yüksek çevre hava sıcaklığını düşürmedeki başarısı, çevre havasının bağıl nemine bağlıdır. Bu tip sistemler ekonomik olmasına rağmen, sıcak ve nemli iklimlerden çok, sıcak ve kuru iklimler için kullanılmaları daha uygundur(Ameri vd., 2005). İkincisi ise, kompresör girişine yerleştirilen bir ısı değiştirici sayesinde, mekanik veya absorpsiyonlu soğutma sisteminde üretilen soğuk suyla havanın soğutulması prensibine dayanan indirekt soğutma sistemidir. Mekanik soğutma sisteminde, daha çok ticari iklimlendirme veya endüstriyel soğutma sistemlerinde kullanılan buhar sıkıştırırmalı soğutma ekipmanları kullanılır. Bu sistemlerde gaz türbin giriş havası, soğutulmuş su veya soğutucu akışkanın kendisi kullanılarak, bir ısı değiştiricisinde soğutulur. Mekanik soğutma sistemleri absorpsiyonlu soğutma sistemlerine göre daha basittir ve daha düşük işletme ve bakım masrafları vardır. Ayrıca ASS'ye göre yatırım maliyetleri düşüktür. Fakat; mekanik soğutma sisteminin çalıştırılması için gerekli olan güç, gaz türbininden elde edilen güç artışının yaklaşık %25-30'u kadardır(Ameri vd., 2005 ve 2004).

Isıl enerji depolama sistemi(ED) de, indirekt soğutma sistemlerinden biridir. Bu sistemde suyun duyulur ısısı bir tankta depolanır ve ısııl enerji depolama kullanılarak çevre sıcaklığının yüksek olduğu saatlerde kompresör giriş havası soğutulabilir. Bu çalışmada, ısııl enerji depolama sistemine soğuk su üretmek için absorpsiyonlu soğutma sistemi seçilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde enerji kaynağı olarak buhar türbininden çekilen ara buhar alınmıştır. Sıcak iklim bölgelerinde enerji depolama sistemi kullanmadan, sadece absorpsiyonlu soğutma sistemiyle kompresör girişinde çevre havasının sıcaklığı düşürülebilir. Fakat, elektrik enerjisinin çok değerli olduğu pik saatlerde ASS'nin sürekli çalıştırılması, ASS'nin kapasitesinin, dolayısıyla yatırım maliyetinin artmasına neden olacaktır. Bu durumda, ASS için enerji kaynağı olarak alınan ara buharın birim maliyeti, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin fonksiyonu olduğundan, santralin kârlılığı azalacaktır. Oysa ASS enerji depolama sistemiyle birlikte kullanılacak olursa, gece elektriğin daha ucuz olduğu pik dışı saatlerde soğuk su üretilerek bir tankta depolanabilir ve bu soğuk su gündüz elektriğin daha değerli olduğu pik saatlerde(sıcak saatlerde) kullanılabilir. Bu şekilde ASS'nin kapasitesi düşürülerek, yatırım maliyeti azaltılmış ve santralin daha kârlı çalışması sağlanmış olur.



Şekil 7.7 ASS'li ve enerji depolamalı(ED) kombine çevrim sistemi

Şekil 7.7'de, ASS'li ve enerji depolamalı kombine çevrim sistemi gösterilmiştir. ASS, gece elektriğin ucuz olduğu pik dışı saatlerde 6 °C'de soğutma suyu üretmektedir. ASS'de üretilen soğuk su, dikey silindirik soğuk su depolama tankına gönderilmekte ve suyun duyulur ısısından yararlanılarak depolanmaktadır. Böylece, gündüz elektriğin pahalı olduğu sıcak saatlerde kompresör girişinde hava soğutulabilir. Tank şekli olarak dikey silindirik tank seçilmiştir. Çünkü dikey silindirik tankın yüzey/hacim oranı, aynı hacimli dikdörtgen tanka göre daha düşüktür. Bu da, tankın ısı kayıplarını azaltmakta ve depolanan soğuk suyun özgül yatırım maliyetini düşürmektedir(Ameri vd., 2005).



Şekil 7.8 Günlük sıcaklık dağılımı

ASS ve enerji depolamanın birlikte kullanılmasıyla kompresör girişinde hava sıcaklığının sürekli 10 °C'ye soğutacağı kabul edilmiştir. Dolayısıyla, kompresöre hava hep 10 °C'de girmektedir. Enerji depolama saatlik, günlük ve haftalık yapılabilir. Analizlerde, günlük depolama yapılacağı kabul edilmiştir. Kompresöre 10 °C'de soğuk hava sağlanabilmesi için, sistemin kurulacağı bölgeye ait en sıcak günün çevre sıcaklık dağılımının bilinmesi gerekir. Bu çalışmada, rasgele bir çevre sıcaklık dağılımı seçilerek çevre sıcaklığı modele dışardan girilen bir değer olarak eklenmiştir (Şekil 7.8). Şekilde, t_c çevre sıcaklığını, $t_{c,or}$ ortalama çevre sıcaklığını ve t_s de soğutma sıcaklığını göstermektedir ($t_s=10$ °C). Böylece genel bir model oluşturulmuştur. Belirli bir bölgeye ait gerçek çevre sıcaklık değerleri girildiğinde, model buna cevap verebilmektedir. Bu çalışmada, enerji depolama sisteminin sistem performansı ve maliyet üzerine etkisini daha iyi gösterebilmek için, çevre sıcaklığının gün boyunca soğutma sıcaklığının üzerinde olduğu bir sıcaklık dağılımı alınmıştır. Enerji depolama sisteminin kapasitesini hesaplayabilmek için, günlük soğutma kapasitesinin belirlenebilmesi gerekir. Enerji depolama sistemi olmasaydı, ASS kapasitesinin maksimum çevre sıcaklığına göre seçilmesi gerekirdi. Buna göre enerji depolamasız ASS için maksimum soğutma kapasitesi;

$$\dot{Q}_{ASS,max} = \dot{m}_{h,r} \cdot c_{ph(T)} \cdot (t_{c,max} - t_s) = \dot{m}_{su,max} \cdot c_{p,su} \cdot (t_{su,g} - t_{su,c}) \quad (\text{kW}) \quad (7.5)$$

Burada, t_s soğutma sıcaklığını göstermektedir. Hesaplarda $t_s=10$ °C alınmıştır. Gün içerisinde çevre sıcaklığı sürekli değişmektedir. Eğer sisteme enerji depolama ilave edilirse, ASS'nin

kapasitesi düşürülebilir. Bu durumda, ortalama bir çevre sıcaklığının bulunarak, ASS kapasitesinin yeniden belirlenmesi gerekir. Böylece ASS gün boyunca, bulunan ortalama çevre sıcaklığına göre soğuk su sağlayacaktır. Buna göre, enerji depolamalı ASS'nin yeni kapasitesi;

$$\dot{Q}_{ASS,ED} = \dot{m}_{h,r} \cdot c_{ph(T)} \cdot (t_{s,or} - t_s) \quad (\text{kW}) \quad (7.6)$$

olur. Burada $t_{s,or}$ ortalama çevre sıcaklığı olup, Şekil 7.8'den çevre sıcaklığı ve ortalama çevre sıcaklığı eğrileri altında kalan alanlar(günlük soğutma kapasitesi) birbirine eşitlenerek bulunabilir(Denklem 7.8).

$$\dot{Q}_{ASS,g} = \dot{m}_{h,r} \cdot c_{ph} \cdot \sum_{i=1}^{24} (t_{s,i} - t_s) = 24 \cdot \dot{m}_{h,r} \cdot c_{ph} \cdot (t_{s,or} - t_s) \quad (\text{kWh/gün}) \quad (7.7)$$

$$t_{s,or} = \frac{\sum_{i=1}^{24} (t_{s,i} - t_s)}{24} + t_s \quad (^\circ\text{C}) \quad (7.8)$$

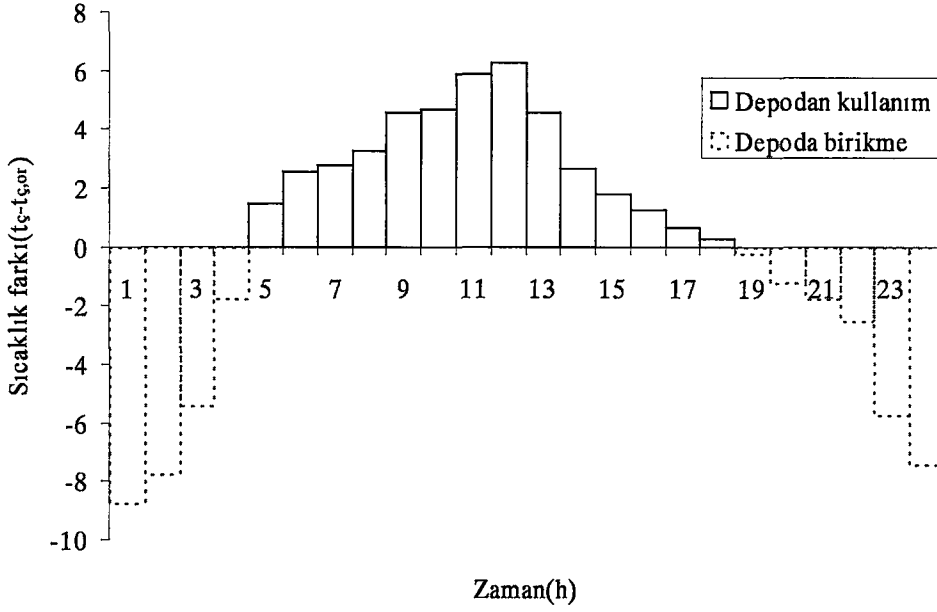
Kompresör girişinde çevre havası, bu bulunan ortalama sıcaklıktan soğutma sıcaklığı t_s 'e kadar soğutulmaktadır. Bu durumda, ortalama çevre sıcaklığının üzerindeki çevre sıcaklıklarında soğutma ihtiyacını karşılayabilmek için depolama yapmak gerekir. Günlük depolama yapılarak, sıcak saatlerdeki bu soğutma ihtiyacı karşılanabilir. Şekil 7.9'da depolama ve depodan kullanım süreleri gösterilmiştir. Bu çalışmada, ortalama çevre sıcaklığının altındaki çevre sıcaklıklarında depolama yapılacağı ve çevre sıcaklığının ortalama çevre sıcaklığından yüksek olduğu saatlerde bunun kullanılacağı düşünülmüştür. Başka bir deyişle, sıcaklık farkının($t_s - t_{s,or}$) negatif olduğu pik dışı saatlerde(gece-10 saat) depolama yapılacak ve sıcaklık farkının pozitif olduğu pik saatlerdeki(gündüz-14 saat) soğutma ihtiyacı tanktan karşılanacaktır. Buna göre saatlik ve günlük depolama kapasitesi sırasıyla;

$$\dot{Q}_{ED,h} = \dot{m}_{h,r} \cdot c_{ph(T)} \cdot (t_{s,or} - t_{s,i}) \quad (\text{kWh}) \quad (7.9)$$

$$\dot{Q}_{ED,g} = \dot{m}_{h,r} \cdot c_{ph(T)} \cdot \sum_{i=1}^z (t_{s,or} - t_{s,i}) \quad (\text{kWh/gün}) \quad (7.10)$$

ifadesinden elde edilebilir. Burada z gün içerisinde depolamanın yapıldığı saatlerin sayısını göstermektedir. Bu çalışmada, belirlenen çevre sıcaklık dağılımına göre $z=10$ olmaktadır. Sıcaklık dağılımı değiştiğinde, z 'de değişecektir. Denklem 7.11 depolama için sınır şartı göstermektedir.

$$t_{s,or} - t_{s,i} > 0 \quad (7.11)$$



Şekil 7.9 Enerji depolama sisteminin kullanımı

Enerji depolama sisteminin kapasitesi belli olduğuna göre; saatte üretilen soğuk su ve soğutulacak çevre havası için enerji dengesi yazılarak, tankta günlük depolanacak su miktarı bulunabilir. Buna göre günlük tankta depolanacak su miktarı $M_{su,g}$;

$$\dot{m}_{h,r} \cdot c_{ph(T)} \cdot (t_{s,or} - t_{s,i}) = \dot{m}_{su,i} \cdot c_{p,su} \cdot (t_{su,g} - t_{su,\phi}) \quad (7.12)$$

$$\dot{m}_{su,i} = 3600 \cdot \frac{\dot{m}_{h,r} \cdot c_{ph(T)} \cdot (t_{s,or} - t_{s,i})}{c_{p,su} \cdot (t_{su,g} - t_{su,\phi})} \quad (\text{kg/h}) \quad (7.13)$$

$$M_{su,g} = \sum_{i=1}^z \dot{m}_{su,i} \quad (\text{kg/gün}) \quad (7.14)$$

olarak elde edilir. Tank hacmi ise, günlük tankta depolanacak su miktarı suyun yoğunluğuna bölünerek hesaplanabilir (Denklem 7.15). Bu çalışmada, alınan sıcaklıklar için tank hacmi $6,1318 \text{ m}^3/\text{gün}$ olarak bulunmuştur. Dolayısıyla enerji depolama sisteminin maliyet hesaplaması, bu bulunan tank hacmine göre yapılmıştır.

$$V_{ED,g} = \frac{M_{su,g}}{\rho_{su}} \quad (\text{m}^3/\text{gün}) \quad (7.15)$$

Özellikle sıcak iklim bölgelerinde, giriş havasının soğutulmasıyla kompresöre giren hava debisi artmakta, bu da kombine çevrim sisteminin performansını iyileştirmektedir. Bu durumda dikkat edilmesi gereken en önemli husus, yapılan masrafların karşılanıp karşılanmadığıdır.

ASS'ye yapılan masraflar, yatırım maliyeti ve buhar maliyetinin toplamından oluşmaktadır. Enerji depolama sistemi için yapılan masraflar ise, sadece tankın yatırım maliyetinden oluşmaktadır. ASS için maliyet hesabı, daha önceki bölümde verildiği gibi alınmıştır. Dolayısıyla, bu kısımda sadece depolama kısmıyla ilgili denklemler verilecektir. Buna göre, dikey silindirik şekilli enerji depolama tankının yatırım maliyeti(I_{ED}), ASS yatırım maliyeti hesabında olduğu gibi maliyet kapasite ilişkisini gösteren denklem yardımıyla belirlenebilir.

$$I_{ED} = I_{r,ED} \cdot \left(\frac{K_{ED}}{K_{r,ED}} \right)^m \quad (\$) \quad (7.16)$$

Burada $I_{r,ED}$ referans enerji depolama sisteminin yatırım maliyetini, K_{ED} yatırım maliyeti aranan tank kapasitesini, $K_{r,ED}$ referans depolama sistemine ait kapasiteyi ve m kapasite-maliyet üssünü göstermektedir. Dikey silindirik şekilli enerji depolama tankı için kullanılan değerler, orijinal birimlerinde Çizelge 7.1'de verilmiştir. Bu değerler kullanılarak enerji depolama sisteminin kapasite-özellik yatırım maliyet eğrisi elde edilmiştir(Şekil 7.10). Enerji depolama sisteminin özgül yatırım maliyeti, düşük kapasitelerde çok hızlı düşerken, yüksek kapasitelerde bu düşüş daha yavaş olmakta ve eğri yataya yakın gitmektedir. Tüm kombine çevrim sistemi göz önünde bulundurulduğunda, enerji depolama sisteminin yatırım maliyetinin diğer komponent yatırım maliyetlerinin yanında çok düşük kaldığı görülmektedir. Dolayısıyla kombine çevrim sistemine enerji depolama sistemini ilave edilmesi, termoeconomik açıdan optimum noktayı çok fazla değiştirmeyecektir.

Çizelge 7.1 Enerji depolama sistemi için kapasite-maliyet değerleri(Armor ve Kreider, 2001)

m	$I_{r,ED}(\$ \times 1000)$	$K_{r,ED}(m^3)$	$K_{ED}(m^3)$
0,68	0,017	$2,642 \times 10^{-4}$	0,0264-26,42

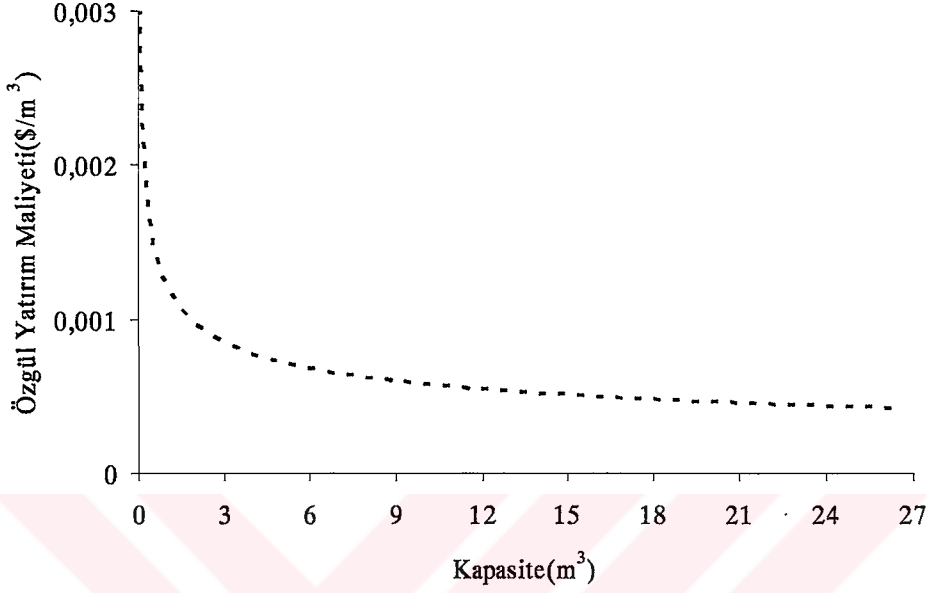
Denklem 7.16'dan bulunan yatırım maliyeti amortisman katsayısıyla çarpılarak, enerji depolama sistemi için yıllık sabit sermaye maliyeti($C_{k,ED}$) hesaplanabilir(Denklem 7.17).

$$C_{k,ED} = a \cdot I_{ED} \quad (\$/yıl) \quad (7.17)$$

Enerji depolama sisteminin yıllık sabit sermaye maliyeti, depolama sisteminin yıllık

kapasitesine bölünerek birim soğuk su depolama maliyeti bulunabilir.

$$g_{su,ED} = \frac{C_{k,ED}}{\dot{Q}_{ED,y}} \quad (\text{cent/kW}_{sch}) \quad (7.18)$$



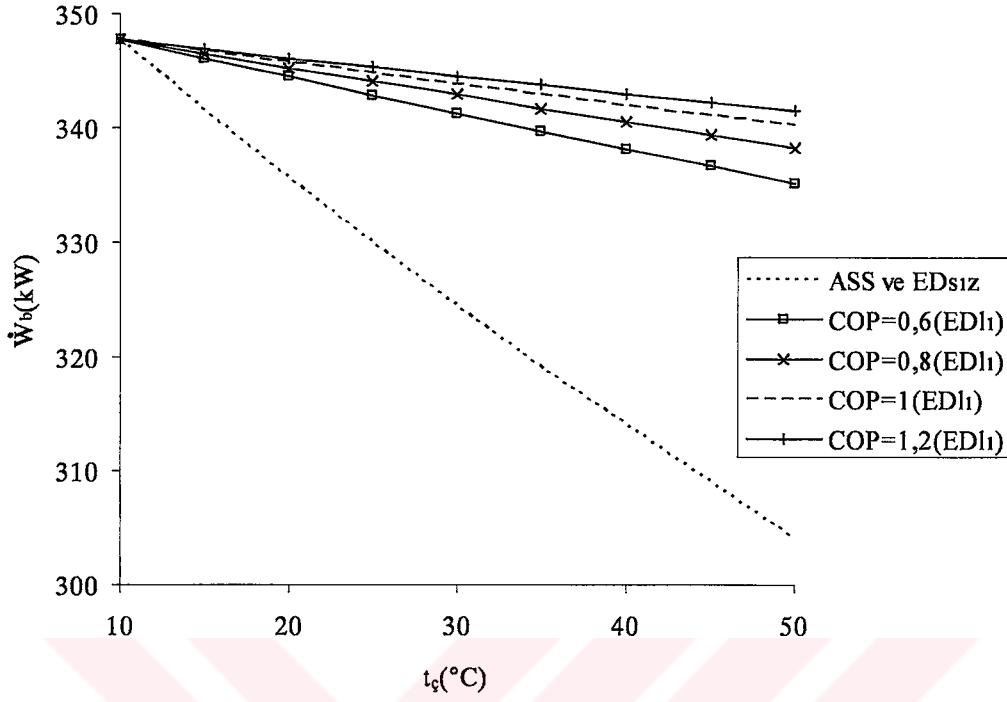
Şekil 7.10 Enerji depolama sisteminin kapasite-özellik yatırım maliyet ilişkisi

7.1.1 Termoekonomik Değerlendirme

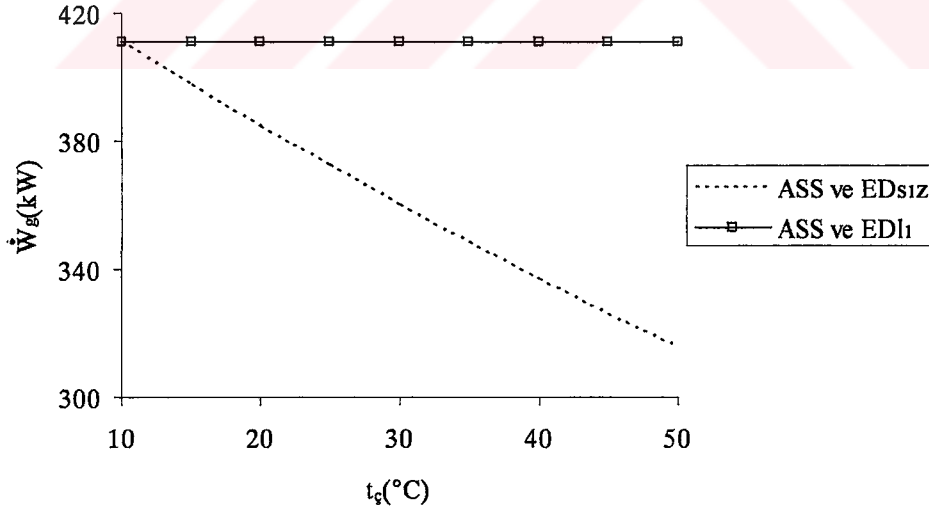
Yukarda verilen hesaplama yöntemi kullanılarak, ASS ve ED'li kombine çevrim sisteminin termoekonomik analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda, performans(güç ve verim) ve birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin çevre sıcaklığı ile değişimi incelenmiştir(Şekil 6.11-6.16). Analizlerde kompresör basınç oranı $P_{rc}=8$, tek etkili ASS için ara buhar basıncı $P_a=2$ bar, çift etkili ASS için $P_a=9$ bar alınmıştır. Diğer termodinamik ve ekonomik büyüklükler ise, önceki bölümlerde verilen değerlerle aynı alınmıştır.

Şekil 7.11'de, ASS ve ED'sız sistemle ASS ve ED'lı sistem için, çevre sıcaklığı ile buhar türbini net gücünün değişimi verilmiştir. Çevre sıcaklığının artmasıyla ASS ve ED'sız kombine çevrim sisteminde buhar türbini net gücü çok hızlı düşmektedir. Bunun nedeni ise çevre sıcaklığının artmasıyla kompresöre giren hava debisinin azalması, bunun da buhar türbininden üretilen gücü daha hızlı düşürmesidir. ASS ve ED'lı kombine çevrim sisteminde ise, çevre havası 10 °C'ye soğutulup kompresöre sabit sıcaklıkta hava sağlandığı için, yanma odasında verilmesi gereken ısı güç artsa bile, artan hava debisi nedeniyle buhar türbini net

gücü düşüşü daha yavaş olmaktadır.



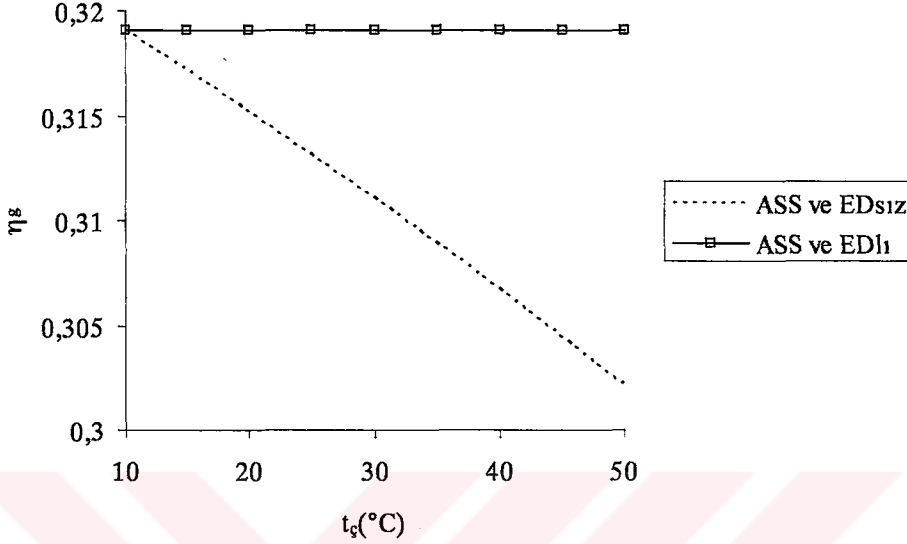
Şekil 7.11 Çevre sıcaklığı ile buhar türbini net gücünün değişimi



Şekil 7.12 Çevre sıcaklığı ile gaz türbini net gücünün değişimi

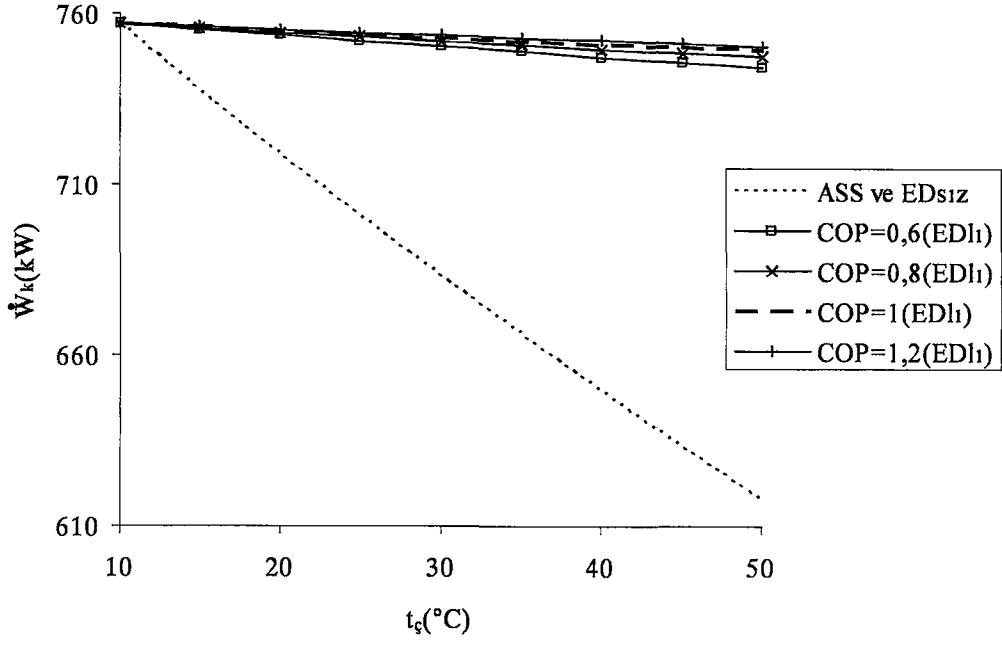
Şekil 7.12'de ve 7.13'de sırasıyla, ASS ve ED'sız sistemle ASS ve ED'lı sistem için, çevre sıcaklığı ile gaz türbini net gücünün ve termik veriminin değişimi verilmiştir. ASS ve ED'sız

sistemde çevre sıcaklığının artmasıyla hava debisi düşmekte, bu da gaz türbin net gücünün ve termik veriminin düşmesine neden olmaktadır. ASS ve ED'lı kombine çevrim sisteminde ise, kompresöre sabit sıcaklıkta hava sağlandığı için, gaz türbin net gücü ve termik verimi sabit kalmaktadır.

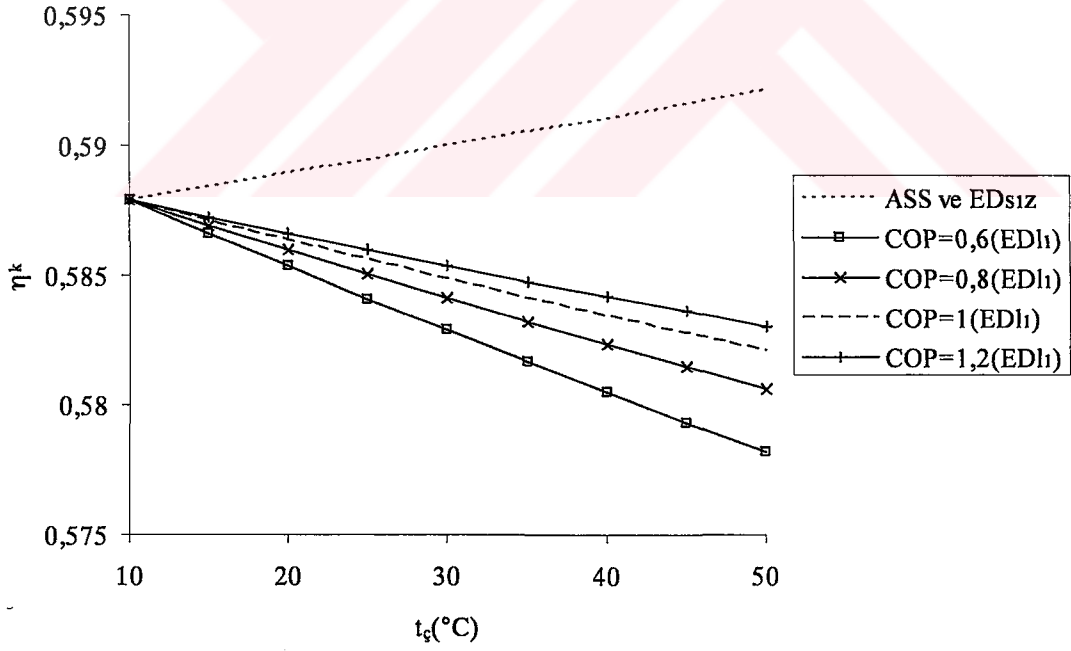


Şekil 7.13 Çevre sıcaklığı ile gaz türbini termik veriminin değişimi

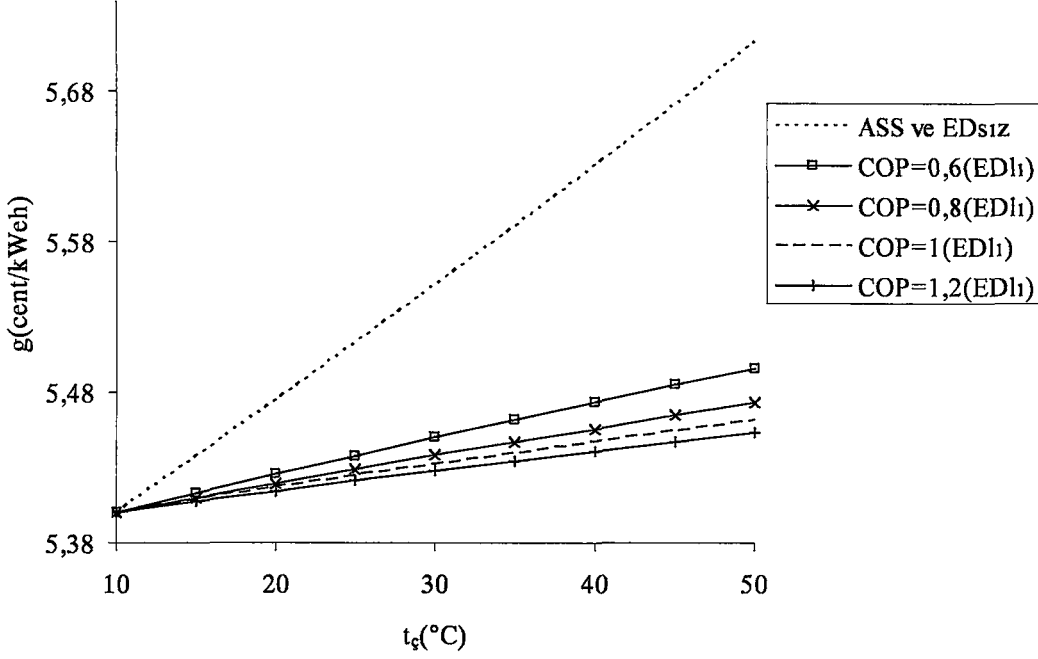
Şekil 7.14'de ve 7.15'de sırasıyla, ASS ve ED'sız sistemle ASS ve ED'lı sistem için, çevre sıcaklığı ile kombine çevrim gücünün ve veriminin değişimi gösterilmiştir. ASS ve ED'sız sistemde çevre sıcaklığının artmasıyla, gaz türbini ve buhar türbini net gücündeki düşüşe bağlı olarak, kombine çevrim gücü de azalmaktadır. Kombine çevrim verimi için ise aynı durum söz konusu değildir. Çevre sıcaklığının artması ile yanma odasında verilmesi gereken ısı güç net güçlere oranla daha hızlı azalacağından kombine çevrim verimi artma eğiliminde olmaktadır. ASS ve ED'lı kombine çevrim sisteminde ise, ASS için çekilen ara buhardan dolayı kombine çevrim gücü düşse bile, yanma odasında verilmesi gereken ısı güç artacağından kombine çevrim verimi azalma eğiliminde olmaktadır.



Şekil 7.14 Çevre sıcaklığı ile kombine çevrim gücünün değişimi



Şekil 7.15 Çevre sıcaklığı ile kombine çevrim veriminin değişimi



Şekil 7.16 Çevre sıcaklığı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi

Şekil 7.16’da, ASS ve ED’sız sistemle ASS ve ED’lı sistem için, çevre sıcaklığı ile birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin değişimi verilmiştir. ASS ve ED’sız sistemde çevre sıcaklığının artmasıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyeti çok hızlı artarken, ASS ve ED’lı sistemde bu artış daha yavaş olmaktadır. Bu da, kombine çevrim sistemine ASS ve ED’nın eklenmesinin avantajını göstermektedir.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Sadece termodinamik analize dayanarak enerji üretim sistemlerini değerlendirmek ve birbiriyle karşılaştırmalarını yapmak doğru olmaz. Çünkü, termodinamik analiz bir sistemin sadece performansını değerlendirir. Maliyetleri ise dikkate almaz. Termodinamik analizle sistem performansı iyileştirilmeye çalışılırken, sistemin toplam maliyeti çok artabilir. Benzer şekilde, sadece maliyetler dikkate alınırsa, sistem performansı çok düşebilir. Bu nedenle, termodinamik analiz ile maliyet etkisi birlikte değerlendirilerek optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesi gerekir. Optimum dizayn parametrelerinin belirlenmesinde kullanılan en uygun yöntemlerden biri de termoeconomik analizdir. Termoeconomik analiz ile, birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin belirlenmesi bu çalışmanın amacını oluşturmaktadır.

A) Gaz türbini grubunun termodinamik analizinden elde edilen sonuçlar:

- 1) Gaz türbini grubunun net gücü ve termik verimi üzerinde en önemli etkiye sahip olan parametrenin türbin giriş sıcaklığı ile türbin ve kompresör izentropik verimlerinin olduğu, basınç kayıplarının ise çok fazla etkisinin olmadığı belirlenmiştir.
- 2) Bütün parametreler sabit alındığında, termik verimi ve net gücü maksimum yapan iki farklı kompresör basınç oranının olduğu görülmüştür. Gaz türbininin basınç oranı bu iki değerden biri ya da arasında bir değer olmalıdır. Örneğin, türbin giriş sıcaklığı 900 K alındığında termik verim ve net gücün maksimum değerleri sırasıyla 0,27873 ve 0,52318, bu noktalardaki optimum kompresör basınç oranları ise 9 ve 5 olmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı 1500 K alındığında ise, termik verim ve net gücün maksimum değerleri sırasıyla 0,39001 ve 1,6519, bu noktalardaki optimum kompresör basınç oranları ise 30 ve 14 olarak elde edilmiştir.
- 3) Aynı türbin giriş sıcaklığı için, net gücü maksimum yapan optimum kompresör basınç oranı, termik verimi maksimum yapan değerinden daima küçük çıkmaktadır.
- 4) Türbin giriş sıcaklığının artmasıyla termik verim ve net gücün arttığı ve buna bağlı olarak da optimum kompresör basınç oranının yükseldiği belirlenmiştir.
- 5) Analizlerde, izentropik verimin artmasıyla da termik verim ve net gücün arttığı görülmüştür. Örneğin; izentropik verim 0,75 alındığında, termik verim ve boyutsuz net gücün maksimum değerleri sırasıyla 0,19901 ve 0,75087, bu noktalardaki optimum kompresör basınç oranları ise 9 ve 6 olarak bulunmuştur. İzentropik verim

0,90 alındığında ise, termik verim ve boyutsuz net gücün maksimum değerleri sırasıyla 0,39762 ve 1,351903, bu noktalardaki optimum kompresör basınç oranları da 25 ve 11 olmaktadır.

B) Sadece elektrik enerjisi üretiminin dikkate alındığı kombine çevrim sisteminin termodinamik analizinden elde edilen sonuçlar:

- 1) Kombine çevrim gücü ve verimi üzerinde en önemli etkiye sahip olan parametrelerin türbin giriş sıcaklığı ve kazan basıncı olduğu belirlenmiştir.
- 2) Minimum sıcaklık farkının ve kızgın buhar sıcaklığının, kombine çevrim verimi üzerinde daha etkin olduğu, kombine çevrim gücü üzerinde fazla etkisinin olmadığı görülmüştür. Minimum sıcaklık farkı 10 K alındığında kombine çevrim veriminin maksimum değeri 0,56891 ve bu noktadaki optimum kompresör basınç oranı da 9 olarak bulunmuştur. Minimum sıcaklık farkı 50 K alındığında ise, veriminin maksimum değeri 0,54055 ve bu noktadaki optimum kompresör basınç oranı da 8 olmaktadır.
- 3) Kombine çevrim sisteminde her bir parametre için verimi maksimum yapan optimum bir kompresör basınç oranı bulunmasına rağmen, güç için optimum bir nokta bulunamamıştır. Örneğin; türbin giriş sıcaklığı 900 K alındığında verimin maksimum değeri 0,41356 ve bu noktadaki optimum kompresör basınç oranı 3 olarak hesaplanmıştır. Türbin giriş sıcaklığı 1500 K alındığında ise, maksimum verim 0,60718 ve optimum kompresör basınç oranı da 13 olmaktadır. Kazan basıncı 20 bar ve 100 bar alındığında kombine çevrim veriminin maksimum değerleri sırasıyla, 0,54034 ve 0,60912, bu noktalardaki optimum kompresör basınç oranları ise 12 ve 5 olarak bulunmuştur.
- 4) Minimum sıcaklık farkı ne kadar küçük seçilirse, kombine çevrim verimi de o kadar yüksek olmaktadır.
- 5) Gaz türbini grubu ve kombine çevrim sisteminin termodinamik analizi karşılaştırıldığında, aynı türbin giriş sıcaklığı değeri için kombine çevrim sisteminde verimi maksimum yapan kompresör basınç oranının daha düşük olduğu görülmüştür.
- 6) Kazan basıncının artmasıyla kombine çevrim veriminin arttığı, optimum kompresör basınç oranının düştüğü tespit edilmiştir.

C) Kombine çevrim sisteminin termoeconomik analizinden elde edilen sonuçlar:

- 1) Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti üzerine en önemli etkiye sahip olan parametrelerin türbin giriş sıcaklığı, kazan basıncı, yakıt fiyatı ve hava debisinin olduğu belirlenmiştir.
- 2) Türbin giriş sıcaklığının artmasıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyetini minimum yapan optimum kompresör basınç oranının arttığı görülmüştür. Türbin giriş sıcaklığı 900 K ve 1500 K alındığında minimum birim elektrik enerjisi üretim maliyeti sırasıyla 7,6055 ve 5,38514 cent/kW_eh, optimum kompresör basınç oranları ise 5 ve 9 olarak bulunmuştur.
- 3) Yakıt olarak doğalgaz alınmıştır. Doğalgaz birim fiyatlarında olabilecek artış ve azalmaların birim elektrik enerjisi üretim maliyeti üzerine olan etkisi de incelenmiştir. Doğalgaz birim fiyatının artmasıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin yükseldiği, fakat doğalgaz birim fiyatının komponent maliyet denklemlerinde kullanılmamasından dolayı optimum kompresör basınç oranının ise sabit kaldığı görülmüştür ($P_{rc,opt}=8$). Örneğin; doğalgaz birim fiyatı 0,14 ve 0,22 \$/kg alındığında birim elektrik enerjisi üretim maliyeti sırasıyla 5,14413 ve 6,15135 cent/kW_eh olarak bulunmuştur.
- 4) Kazan basıncının birim elektrik enerjisi üretim maliyeti üzerine etkisi incelendiğinde, basıncın artmasıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyeti ve optimum kompresör basınç oranının düştüğü tespit edilmiştir. Kazan basıncı 20 bar ve 100 bar alındığında birim elektrik enerjisi üretim maliyeti sırasıyla 5,74628 ve 5,46034 cent/kW_eh, bu noktalardaki optimum kompresör basınç oranı 9 ve 7 olarak hesaplanmıştır.
- 5) Kompresöre giren hava debisinin artmasıyla gücün arttığı, birim elektrik enerjisi üretim maliyeti ve optimum kompresör basınç oranının ise düştüğü görülmüştür. Hava debisi 1 kg/s ve 100 kg/s alındığında birim elektrik enerjisi üretim maliyeti sırasıyla 5,59738 cent/kW_eh ve 3,63050 cent/kW_eh, optimum kompresör basınç oranı ise 8 ve 9 olarak belirlenmiştir.
- 6) Komponent verimlerinin artmasıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin düştüğü görülmüştür. Dolayısıyla belirlenecek kombine çevrim sisteminde, mümkün olduğu kadar yüksek verime sahip komponentler seçilmelidir.
- 7) Minimum sıcaklık farkı, besleme suyu sıcaklığı, iskonto, faiz ve eskalasyon oranları,

ekonomik ömür gibi diğer termodinamik ve ekonomik parametrelerin termoekonomik analiz sonuçlarını fazla değiştirmedeği görülmüştür. Çünkü; bu parametreler komponent maliyet denklemlerinde kullanılmamıştır. Dolayısıyla, bu parametrelerin değişmesiyle birim elektrik enerjisi üretim maliyeti sadece değer olarak değişmekte, diğer parametreler sabit kaldığı için optimum kompresör basınç oranı aynı kalmaktadır.

D) Kombine çevrim sisteminde buhar türbininden ara buhar çekilmek suretiyle ara buhar almalı kombine çevrim(kojenerasyon) sistemi elde edilmiş ve termoekonomik analizler tekrarlanmıştır. Analizlerde kompresör basınç oranı, buhar basıncı ve kızgın buhar sıcaklığı parametre olarak alınmış ve ara buhar basıncı ile kayıp güç, ekserji ve birim ısı enerjisi üretim maliyetinin değişiminden elde edilen sonuçlar:

- 1) Ekserji ve kayıp gücün karakteristik olarak birbirine benzediği, fakat değer olarak ekserjinin teorik bir kavram olmasından dolayı kayıp güçten yüksek çıktığı görülmüştür.
- 2) Kompresör basınç oranı parametre olarak alındığında, en düşük birim ısı enerjisi üretim maliyeti termoekonomik analizle bulunan optimum kompresör basınç oranında çıkmıştır.
- 3) Kompresör basınç oranının optimum değerinin altında veya üstünde seçilmesi durumunda, birim ısı enerjisi üretim maliyeti optimum değerindekinden hep yüksek çıkmaktadır.
- 4) Ara buhar basıncının artmasıyla, buharın kalitesi arttığı için birim ısı enerjisi üretim maliyeti de artma eğiliminde olmaktadır.
- 5) Atık ısı kazanında üretilen buharın basıncının birim ısı enerjisi üretim maliyetini üzerinde daha etkin bir parametre olduğu tespit edilmiştir. Basıncın artmasıyla, kayıp güç ve ekserji düşmektedir. Bu nedenle yüksek basınç değerlerinde, kombine çevrim sisteminin termoekonomik analizinde bulunan sonuçlara paralel olarak, daha düşük birim ısı enerjisi üretim maliyeti elde edilmiştir.
- 6) Kızgın buhar sıcaklığının birim ısı enerjisi üretim maliyetini üzerinde etkin bir parametre olmadığı belirlenmiştir.

E) Daha sonra, ara buhar almalı kombine çevrim sistemine absorpsiyonlu soğutma sistemi ve

mekanik soğutma sistemi eklenerek, trigenerasyon sistemi elde edilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sistemi için enerji kaynağı olarak türbinden çekilen ara buhar, mekanik soğutma sistemi için ise sistemde üretilen elektrik enerjisi alınarak bulunan sonuçlar:

- 1) Hem ASS hem de MSS için, kapasitenin artmasıyla birim soğuk su üretim maliyetinin düştüğü görülmüştür. Örneğin; $COP_{ASS}=0,8$ ve $P_a=6$ bar için, tek etkili ASS'de birim soğuk su üretim maliyeti düşük kapasitede 2,0173 cent/kW_{se}h, orta kapasitede 1,9782 cent/kW_{se}h ve yüksek kapasitede 1,9673 cent/kW_{se}h olarak bulunmuştur. $COP_{ASS}=1,2$ ve $P_a=6$ bar için, çift etkili ASS'de birim soğuk su üretim maliyeti düşük kapasitede 1,4225 cent/kW_{se}h, orta kapasitede 1,3735 cent/kW_{se}h ve yüksek kapasitede 1,3592 cent/kW_{se}h olmaktadır.
 - 2) MSS'de birim soğuk su üretim maliyeti ara buhar basıncından bağımsız olup, sadece COP'a ve birim elektrik enerjisi üretim maliyetine bağlı sabit bir değer olarak elde edilmiştir. Dolayısıyla, $COP_{MSS}=5$ için, MSS'de birim soğuk su üretim maliyeti düşük kapasitede 1,18152 cent/kW_{se}h, orta kapasitede 1,15906 cent/kW_{se}h ve yüksek kapasitede ise 1,15275 cent/kW_{se}h olarak hesaplanmıştır.
 - 3) Tek etkili ASS'nin yüksek COP ve düşük ara buhar basınçlarında avantajlı olduğu, MSS'nin COP'unun artmasıyla tek etkili ASS'nin avantajının azaldığı belirlenmiştir. Örneğin; düşük kapasite aralığında $COP_{ASS}=0,8$ ve $COP_{MSS}=3$ için, ASS 5 bara kadar avantajlı iken, MSS'nin COP'un artmasıyla ASS'nin avantajı azalmaktadır.
 - 4) Tek etkili ASS ile çift etkili ASS karşılaştırıldığında ise, çift etkili de artan buhar maliyetiyle birlikte birim soğuk su üretim maliyetinin arttığı görülmüştür. Dolayısıyla performans katsayısı yüksek ve düşük ara buhar basınçlarında çalışan tek etkili ASS tercih edilmelidir. Ya da, yüksek basınçlarda çalışılacaksa, MSS daha uygun olmaktadır.
- F) Kombine çevrim sisteminin çevre sıcaklığı ile duyarlılık analizi yapılmış ve sisteme ASS ve ED eklenerek yapılan termoekonomik çözümlerden elde edilen sonuçlar:
- 1) Çevre sıcaklığının artmasıyla kombine çevrim gücünün çok hızlı düştüğü belirlenmiştir.
 - 2) Sisteme ASS ve ED eklendiğinde ise, kompresöre hep sabit sıcaklıkta hava girişi sağlandığı için, kombine çevrim gücündeki düşüşün daha yavaş olduğu görülmüştür. Bu düşüşün nedeni ise, sisteme ASS eklendiği için buhar türbini gücünde meydana

gelen azalmadır. Çevre sıcaklığı 20 °C ve 30 °C alındığında ASS ve ED'siz kombine çevrim sisteminin gücü sırasıyla 718,9244 kW ve 638,2115 kW iken, ASS ve ED'lı kombine çevrim sisteminde ise COP 0,8(tek etkili) alındığında 754,5622 kW ve 752,1895 kW, COP 1,2(çift etkili) alındığında 755,3807 kW ve 753,7989 kW olmaktadır.

- 3) Kombine çevrim verimi için ise aynı durum söz konusu değildir. Çünkü, ASS ve ED'siz kombine çevrim sisteminde, artan çevre sıcaklığı ile birlikte hava debisi düşüşüne bağlı olarak gaz türbini ve buhar türbini net güçleri düşse bile, yanma odasında verilmesi gereken ısı güç net güçlere oranla daha hızlı azalacağından kombine çevrim verimi artmaktadır. ASS ve ED'lı kombine çevrim sisteminde ise, ASS için çekilen ara buhardan dolayı kombine çevrim gücünün düşmesine rağmen, yanma odasında verilmesi gereken ısı güç artacağından kombine çevrim verimi düşme eğiliminde olmaktadır. Çevre sıcaklığı 20 °C ve 30 °C alındığında ASS ve ED'siz kombine çevrim sisteminin verimi sırasıyla 0,58893 ve 0,58999 iken, ASS ve ED'lı kombine çevrim sisteminde ise COP 0,8(tek etkili) alındığında 0,58598 ve 0,58413, COP 1,2(çift etkili) alındığında 0,58661 ve 0,58538 olarak bulunmuştur.
- 4) Birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin çevre sıcaklığı ile değişimi incelendiğinde de, ASS ve ED'siz sistemde çevre sıcaklığının artmasıyla birim elektrik enerjisi üretim maliyetinin çok hızlı yükseldiği, ASS ve ED'lı sistemde ise daha yavaş bir artış olduğu görülmüştür. Çevre sıcaklığı 20 °C ve 30 °C alındığında ASS ve ED'siz kombine çevrim sistemi için birim elektrik enerjisi üretim maliyeti sırasıyla 5,47467 cent/kW_eh ve 5,55138 cent/kW_eh, ASS ve ED'lı kombine çevrim sisteminde ise COP 0,8(tek etkili) alındığında 5,41966 cent/kW_eh ve 5,43814 cent/kW_eh, COP 1,2(çift etkili) alındığında ise 5,41441 cent/kW_eh ve 5,42776 cent/kW_eh olarak hesaplanmıştır.
- 5) Bulunan sonuçlar, sıcak iklim bölgelerinde kombine çevrim sistemine ASS ve ED'nın eklenmesinin avantajını göstermektedir.

G) Bu çalışma için geliştirilen modelde, bütün termodinamik ve ekonomik parametreler değişken olarak alınmıştır. Dolayısıyla, model her türlü dizayn ve işletme şartları için cevap vermektedir ve optimum işletme şartlarının belirlenmesinde de kullanılabilir. Bu model üzerinde küçük değişiklikler yapılarak diğer enerji üretim sistemleri için optimum çözümler elde edilir.

KAYNAKLAR

- Apsorption Chillers, Southern California Gas Company New Buildings Institute, Advanced Desing Guidelines Series, November 1998
- Ameri M., Hejazi S.H., Montaser K., (2005), "Performance and Economic of the Thermal Energy Storage Systems to Enhance the Peaking Capacity of the Gas Turbines", Applied Thermal Engineering, vol. 25, pp. 241-251
- Ameri M., Hejazi S.H., (2004), "The Study of Capasity Enhancement of the Chabahar Gas Turbine Installation Using an Absorption Chiller", Applied Thermal Eng., vol. 24, pp. 59-68
- Armor A.F., Kreider J.F., (2001), "Economic Aspect of Building", Handbook of Heating, Ventilation andA ir Conditioning, CRS Press
- Aybers N., Şahin B., (1995), "Enerji Maliyeti", Yıldız Teknik Üniversitesi Matbaası, İstanbul
- Bejan A., Tsatsoranis G., Moran M., (1995), "Thermal Desing and Optimization", New York
- Benelmir B., Feidt M., (1998), "Energy Cogeneration Systems and Energy Management Strategy", Energy Conversion and Management, vol. 39, no. 16 18, pp. 1791-1802
- Bıykoğlu A., (1992), "Thermodynamic Analysis an Optimization of a Thermal Energy Storage System", Ortadoğu Teknik üniversitesi Makine Mühendisliği, Yüksek Lisans Tezi
- Bruno J.C., Miquel J., Castells F., (2000), "Optimization of Energy Plants Including Water/Lithium Bromide Absorption Chillers", International Journal of Energy Research, vol. 24, pp. 695-717
- Büyüktür A.R., (1995), "Termodinamik:Cilt 1", Birsen Yayınevi, İstanbul
- Büyüktür A.R., (1985)"Termodinamik:Cilt 2", Uludağ Üniversitesi Basımevi, Bursa
- Casarosa C., Donatini F., Franco A., (2004), "Thermoeconomic Optimization of Heat Recovery Steam Generators Operating Parameters for Combined Plants", Energy, vol. 29, pp. 389-414
- Cole G.H.A., (1991), "Thermal Power Cycles"
- Çengel Y., Boles M.A., (1989), "Thermodynamics an Engineering Approach", McGraw-Hill
- Dinçer İ., Rosen M.A., (2002), "Thermal Energy Storage:Systems and Application", John Wiley and Songs

- Dinçer İ., Rosen M.A., (2001), “Energetic, Environmental and Economic Aspects of Thermal Energy Storage System for Cooling Capacity”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, pp. 1105-1117
- Dinçer İ., Al-Muslim H., (2001), “Thermodynamic Analysis of Reheat Cycle Steam Power Plants”, *International Journal of Energy Research*, vol. 25, pp. 727-739,
- Domanski R., Fellah G., (1998), “Thermoeconomic Analysis of Sensible Heat, Thermal Energy Storage Systems”, *Applied Thermal Engineering*, vol.18, no:8, pp. 693-704
- El-dessoukyH., Al-juwayhel F., (1997), “Effectiveness of a Thermal Energy Storage System Using Phase-Change Materials”, *Energy Conversion and Management*, vol. 38, no. 6, pp. 601-617
- Erdem H.H., (2002), “Türkiye’de Alternatif Santral Kapasitelerinin ve Bölgelere Göre Dağılımlarının Optimizasyonu”, Doktora Tezi, İstanbul
- Erdem H.H., Sevilgen S.H., Çetin B., Akkaya A.V., (2004), “Kojenerasyon Sistemlerinin Yakıt Fiyatların ve Birim Yakıt Maliyetlerinin Analizi”, *Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi*, sayı 1, sayfa 128-138
- Erdem H.H., Sevilgen S.H., Çetin B., Akkaya A.V., Dağdaş A., (2003a), “Kojenerasyon Sistemlerinin Yakıt Fiyatlarına Duyarlılığının Analizi”, 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Isparta
- Erdem H.H., Sevilgen S.H., Çetin B., Akkaya A.V., Dağdaş A., (2003b), “Gaz Türbin Sistemlerinde Çevre Sıcaklığının Performansa Etkisi”, 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Isparta
- Erdem H.H., Sevilgen S.H., (2002), “Maliyet Bölümlerinin Ağırlıkları ile Elektrik Üretim Teknolojilerinin Yük-Süre Eğrisindeki Sıralamanın Belirlenmesi”, 7. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Ankara
- Eyice S., (1971), “Isı Ekonomisi”, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası, İstanbul
- Feng X., Cai Y., (1998), “A New Performance Criterion for Cogeneration System”, *Energy Conversion and Management*, vol. 39, no. 15, pp. 16078-1609
- Franco A., Russo A., (2002), “Combined Cycle Plant Efficiency Increase Based on the Optimization of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameters”, *International*

Journal of Thermal Sciences, vol. 41, pp. 843-859

Gas Turbine World Handbook, 1999-2000

Gong Z., Mujumdar A.S., (1997), "Thermodynamic Optimization of the Thermal Processes in Energy Storage Using Multiple Phase Change Materials", Applied Thermal Engineering, vol. 17, no. 11, pp. 1067-1083

Havelsky V., (1999), "Energetic Efficiency of Cogeneration Systems for Combined Heat, Cold and Power Production", International Journal of Refrigeration, vol.22, pp. 479-485

Henning D., (1998), "Cost Minimization for a Local Utility Through CHP, Heat Storage and Load Management", International Journal of Energy Research, vol. 22, pp. 691-713

Henning D., (1997), "MODEST-An Energy System Optimization Model Applicable to Local Utilities and Countries", Energy, vol. 22, no. 12, pp. 1135-1150

Horlock J.H., (1997), "Aero-Engine Derivative Gas Turbines for Power Generation: Thermodynamic and Economic Perspectives", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 119, pp. 119-123

Horlock J.H., (1992), "Combined Power Plants", Pergamon Press

Huang Y.C., Hung C.I., Chen C.K., (2000), "Exergy Analysis for a Combined System of Steam-injected Gas Turbine Cogeneration and Multiple-effect Evaporation", Proc Instn Mech Eng., vol. 214, Part A

Kong X.Q., Wang R.Z., Huang X.H., (2005), "Energy Optimization Model for a CCHP System with Available Gas Turbines", Applied Thermal Engineering, vol. 25, pp. 377-391

Kwon Y., Kwak H., Oh S., (2001), "Exergoeconomic Analysis of Gas Turbine Cogeneration Systems", Exergy, vol. 1, pp. 31-40

Liszka M., Manfrida G., Ziebik A., (2003), "Parametric Study of HRSG in Case of Repowered Industrial CHP Plant", Energy Conversion and Management, vol.44, pp.995-1012

Liu Y.F., Wang R.Z., (2002), "Method to Designing Optimal Scheme for Cold Storage Air Conditioning System", Energy Conversion and Management, vol. 43, pp. 2357-2367

Marrero L., Lefsafer M., Razani A., Kim K., (2002), "Second Law Analysis and Optimization of a Combined Triple Power Cycle", Energy Conversion and Management, vol.

43, pp. 557-573

Özkol N., (1999), “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, TMMOB Yayını, Ankara

Pak P.S., Suzuki Y., (1997), “Exergetic Evaluation of Gas Turbine Cogeneration system for District Heating and Cooling”, International Journal of Energy Research, vol. 21, pp. 209-220

Rosen M.A., Le M.N., Dinçer İ., (2005), “Efficiency Analysis of a Cogeneration and District Energy System”, Applied Thermal Engineering, vol. 25, pp. 147-159

Rosen M.A., Dinçer İ., Pedinelli N., (2000), “Thermodynamic Performance of Ice Thermal Energy Storage Systems”, Journal of Energy Resources Technology(ASME), vol. 122, pp. 1-7

Rosen M.A., Pedinelli N., Dinçer İ., (1999), “Energy and Exergy Analyses of Cold Thermal Storage Systems”, International Journal of Energy Research, vol. 23, pp. 1029-1038

Sarı A., (1996), “Enerji Depolama Sistemlerinin Performansının Hesaplanması İçin Enerji ve Ekserji Analizi”, KTÜ F.B.E. Kimya Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

Sevilgen S.H., “Enerji Üretim Sistemlerinin Ekserjoekonomik Analizi”, Doktora Tezi, 2002

Silveira J.L., Tuna C.E., (2003), “Thermoeconomic Analysis Method for Optimization of Combined Heat and Power Systems”, Progress in Energy and Combustion Science, vol. 29, pp. 479-485

Şahin B., (1994), “Kombine Çevrim Güç Tesislerinin Mukayeseli Ekonomik Etüdü ve Ekonomik Çalışma Bölgesinin Belirlenmesi”, Türkiye 6. Enerji Kongresi, İzmir

Şahin B., (1994), “Kombine Çevrim Tesislerinde Kullanılan Atık Isı Kazanının Optimum Isı Transfer Alanının Belirlenmesi”, Türkiye 6. Enerji Kongresi, İzmir

Tanaka H., Tomita T., Okumiya M., (2000), “Feasibility Study of a District Energy System with Seasonal Water Thermal Storage”, Solar Energy, vol. 69, no. 6, pp. 535-547

Teke İ., (1992), “Economical Recovery of Waste Energy from Fluids Rejected to the Atmosphere”, International Symp. ECOS-92, ASME, pp. 607-611, Zaragoza

Tesisat Dergisi, sayı 88, Nisan 2003

Valdes M., Duran D., Rovira A., (2003), “Thermoeconomic Optimization of Combined Cycle Gas Turbine Power Plants Using Genetic Algorithms”, Applied Thermal Eng, vol. 23, pp. 2169-2182

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 13.06.1973

Doğum yeri Çorum

Lise 1984-1990 Alaca Şehit Nedim Tugaltay Lisesi

Lisans 1990-1994 Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fak.
Makine Mühendisliği BölümüYüksek Lisans 1994-1997 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji ProgramıDoktora 1997-2004 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Programı**Çalıştığı kurum(lar)**1995-Devam ediyor YTÜ Makine Fakültesi Makine Müh. Böl.
Araştırma Görevlisi