

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ENERJİ ÜRETİM SİSTEMLERİNİN EKOLOJİK
PERFORMANS ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

Gemi İnşaatı Yük. Müh. Yasin ÜST

**F.B.E. Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalında
hazırlanan**

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi	: 08 Aralık 2005
Tez Danışmanı	: Prof. Dr. Bahri ŞAHİN (YTÜ)
Jüri Üyeleri	: Prof. Dr. İsmail TEKE (YTÜ)
	: Doç. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT (İTÜ)
	: Prof. Dr. Ali KODAL (İTÜ)
	: Doç. Dr. Tamer YILMAZ (YTÜ)

İSTANBUL, 2005

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	xiv
ÖNSÖZ	xv
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvi
1. GİRİŞ	1
2. SONLU ZAMAN TERMODİNAMIĞI TEORİSİNE DAYALI OLARAK CARNOT ISI MAKİNALARININ TERMOEKOLOJİK PERFORMANS OPTİMİZASYONU	8
2.1 Carnot Isı Makinası Modelleri İçin Performans Analizi ve Optimizasyon Çalışmaları	8
2.2 Tersinmez Carnot Isı Makinası Modelinin ECOP Kriterine Dayalı Performans Analizi ve Optimizasyonu	14
2.3 Sonuçlar ve Tartışma	18
3. SONLU ZAMAN TERMODİNAMIĞI TEORİSİNE DAYALI OLARAK GAZ TÜRBİNLERİNİN TERMOEKOLOJİK PERFORMANS OPTİMİZASYONU	24
3.1 Rejeneratörsüz Joule- Brayton Isı Makinası İçin Yapılan Performans Analizi ve Optimizasyon Çalışmaları	24
3.1.1 Rejeneratörsüz Tersinmez Joule- Brayton Isı Makinasının ECOP Kriterine Dayalı Performans Analizi ve Optimizasyonu	26
3.1.2 Sonuçlar ve Tartışma	33
3.2 Rejeneratörlü Joule- Brayton Isı Makinası İçin Yapılan Performans Analizi ve Optimizasyon Çalışmaları	40
3.2.1 Rejeneratörlü Tersinmez Joule- Brayton Isı Makinasının ECOP Kriterine Dayalı Performans Analizi ve Optimizasyonu	43
3.2.2 Sonuçlar ve Tartışma	50
3.3 Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemlerinin Termoekolojik Performans Analizi	56
3.3.1 Teorik Analiz ve Performans Optimizasyonu	56
3.3.2 Sonuçlar ve Tartışma	62
4. KLASİK EKSERJİ ANALİZ YÖNTEMİNE DAYALI OLARAK GAZ TÜRBİNLERİNİN TERMOEKOLOJİK PERFORMANS OPTİMİZASYONU	74
4.1 Basit Gaz Türbinli Tesis	77
4.1.1 Termodinamik Analiz	77
4.1.2 Ekserji Analizi	81
4.1.3 Performans Analizi ve Sonuçlar	83
4.2 Rejeneratörlü Gaz Türbini Tesisi	98
4.2.1 Termodinamik Analiz	99
4.2.2 Ekserji Analizi	100

4.2.3	Performans Analizi ve Sonuçlar	100
4.3	Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesisi	107
4.3.1	Termodinamik Analiz	109
4.3.2	Ekserji Analizi	110
4.3.3	Performans Analizi ve Sonuçlar	111
4.4	Sonlu Zaman Teorisi ve Klasik Ekserji Yöntemine Dayalı Termoeekolojik Performans Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	114
5.	İÇTEN YANMALI MOTORLARDA TERMOEKOLOJİK PERFORMANS ANALİZİ	117
5.1	Karma Çevrimin ECOP Kriterine Dayalı Performans Analizi ve Optimizasyonu	119
5.1.1	Teorik Analiz ve Performans Optimizasyonu	119
5.1.2	Sonuçlar ve Tartışma	123
5.2	Diesel Çevriminin ECOP Kriterine Dayalı Performans Analizi ve Optimizasyonu	133
5.2.1	Teorik Analiz ve Performans Optimizasyonu	133
5.2.2	Sonuçlar ve Tartışma	135
5.3	OTTO Çevriminin ECOP Kriterine Dayalı Performans Analizi ve Optimizasyonu	145
5.3.1	Teorik Model ve Performans Optimizasyonu	145
5.3.2	Sonuçlar ve Tartışma	135
5.4	İçten Yanmalı Motorların Termoeekolojik Performans Mukayesesi	153
6.	SOĞUTMA MAKİNALARI VE ISI POMPALARININ TERMOEKOLOJİK PERFORMANS OPTİMİZASYONU	160
6.1	Soğutma Makinalarının Ekolojik Performans Analizi	161
6.2	Isı Pompalarının Ekolojik Performans Analizi	166
6.3	Sonuçlar ve Tartışma	170
7.	GENEL SONUÇ	176
	KAYNAKLAR	177
	ÖZGEÇMİŞ	185

SİMGE LİSTESİ

a	T_0/T_L
A	Isı transfer alanı
b	T_0/T_H
$\dot{C}$	Isı kapasitesi
D_{Tp}	Minimum sıcaklık farkı
$\dot{E}$	Ekolojik amaç fonksiyonu
$\dot{E}_D$	Ekserji kaybı
$\dot{E}^{fiz}$	Fiziksel ekserji
$\dot{E}^{kim}$	Kimyasal ekserji
$\dot{E}^K$	Kinetik ekserji
$\dot{E}_Q$	Sistemden birim zamanda elde edilen ısıнын ekserji değeri
$\dot{E}^P$	Potansiyel ekserji
$\dot{E}_T$	Sistemden birim zamanda elde edilen toplam ekserji
$\dot{E}_W$	Sistemden birim zamanda elde edilen güç çıktısının ekserji değeri
h	Entalpi
M_a	Havanın mol ağırlığı
M_F	Yakıtın mol ağırlığı
M_P	Ürünlerin mol ağırlığı
$\dot{m}$	Kütle debisi
$\dot{m}_a$	Havanın kütledebisi
$\dot{m}_F$	Yakıtın kütledebisi
$\dot{n}_a$	Havanın mol miktarı
$\dot{n}_F$	Yakıtın mol miktarı
$\dot{n}_P$	Ürünlerin mol miktarı
$I_{\Delta S}$	İç tersinmezlik parametresi
k	İzentropik üs
N	Isı transfer birimi sayısı
P	Basınç
P_{ref}	Referans basıncı
$\dot{Q}$	Birim zamanda transfer edilen ısı
R	Evrensel gaz sabiti
r	Sıkıştırma oranı = V_1 / V_2
S	Entropi
$\dot{S}_g$	Birim zamandaki entropi üretimi
T	Sıcaklık
T_d	Doyma sıcaklığı
u	İç enerji
U	Toplam ısı transfer katsayısı
V	Hacim
$\dot{W}$	Güç çıktısı
X	Mol fraksiyonu
x	Isıl geçirgenlik paylaşım oranı
β	Basınç oranı = $P_3 / P_2 = T_3 / T_2$
β_{ref}	Soğutma makinalarının performans katsayısı
β_{hp}	Isı pompalarının performans katsayısı

χ	Paylaşım oranı = $N_H / (N_L + N_H)$
ε_V	Ekserji verimi
ε	Isı değıştiricisi etkinliği
$\bar{\lambda}$	Molar olarak yakıt/hava oranı
ϕ	İzentropik sıcaklık oranı
η	Isıl verim
ρ	Ön genişleme oranı = $V_4 / V_3 = T_4 / T_3$
τ	Kaynak sıcaklık oranı
ξ	Isı kaçağı parametresi
ψ	Kullanma sıcaklık oranı

Alt İndis

0	Çevre şartları
C	Kompresör
H	Sıcak ısı kaynağı
hp	Isı pompası
HT	Isı kaynağından olan toplam ısı transferi
I	İç
in	Giriş
K	Isı kullanıcısı tarafı
L	Soğuk ısı kaynağı
LK	Isı kaçağı
LT	Isı kuyusuna olan toplam ısı transferi
me	Maksimum ısı verim şartları
mef	Maksimum ekolojik fonksiyon şartları
met	Maksimum toplam ekserji şartları
mev	Maksimum ekserji verimi şartları
mp	Maksimum güç şartları
max	Maksimum
R	Rejeneratör
ref	Soğutma makinası
T	Türbin
th	Teorik
W	İş akışkanı
X	Sıcak iş akışkanı
Y	Soğuk iş akışkanı
β_{max}	Maksimum performans katsayısı şartları
opt	Optimum

Üst İndis

—	Boyutsuz
*	Maksimum ECOP şartları

Birimler SI sistemine göređir.

KISALTMA LİSTESİ

AİD	Alt ısı değeri
AIK	Atık ısı kazanı
CA	Curzon-Ahlborn
CAR	Carnot
CC	Yanma odası
CNCA	Chambadal-Novikov-Curzon-Ahlborn
ECOP	Ekolojik performans katsayısı
HE	Isı değiştirici
GT	Gaz türbini
IGKÜ	Isı geri kazanım ünitesi
JB	Joule-Brayton
ME	Maksimum verim
MEF	Maksimum ekolojik fonksiyon
MP	Maksimum güç
YO	Yanma odası

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Chambadal ve Novikov'un ısı makinası modeli 2
Şekil 1.2	İç tersinir Carnot ısı makinası modeli 3
Şekil 2.1	Tersinmez ısı makinası modeli ve T-S diyagramı 14
Şekil 2.2	ECOP amaç fonksiyonunun değişik $I_{\Delta S}$ değerleri için, T_X/T_H ile değişimi ($T_H=1200$ K, $T_L=300$ K, $x=0.5$, $\xi=0.02$) 17
Şekil 2.3	ECOP amaç fonksiyonunun boyutsuz güç çıktısı ile değişik $I_{\Delta S}$ (a); τ (b); ξ (c); ve x (d); değerleri ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $x=0.5$, $\xi=0.02$, $I_{\Delta S}=1.2$) 20
Şekil 2.4	Normalize edilmiş ECOP, güç çıktısı, ısı verim ve ekolojik performans fonksiyonunun entropi üretimi ile değişimi ($T_H=1200$ K, $T_L=300$ K, $I_{\Delta S}=1.2$, $x=0.5$, $\xi=0.02$) 21
Şekil 2.5	Maksimum ECOP ve ekolojik performans fonksiyonundaki optimal şartların ısı verim (a); güç çıktısı (b); ve entropi üretimi (c); değişik τ değerleri için $I_{\Delta S}$ ile değişimi ($T_L=300$ K, $\xi=0.02$, $x=0.5$) 23
Şekil 3.1	Joule-Brayton ısı makinasının prensip şeması 26
Şekil 3.2	Tersinmez Joule-Brayton ısı makinasının T-S diyagramı 27
Şekil 3.3	ECOP amaç fonksiyonunun (a) τ ; (b) N_T ve (c) $\eta_C=\eta_T$ değerleri için, izentropik sıcaklık oranı ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.9$, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$) 32
Şekil 3.4	ECOP amaç fonksiyonunun (a) τ ; (b) N_T ve (c) $\eta_C=\eta_T$ değerleri için, boyutsuz güç çıktısı ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.9$, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$) 35
Şekil 3.5	ECOP fonksiyonu, boyutsuz güç çıktısı ve ekolojik performans fonksiyonunun (a) izentropik sıcaklık oranı ve (b) boyutsuz entropi üretimi ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.95$) 36
Şekil 3.6	ECOP _{max} fonksiyonunun (a) N_T ve (b) τ değerleri için ısı transfer birimi sayısı paylaşım oranı (χ) ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.9$, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$) 37
Şekil 3.7	Optimal izentropik sıcaklık oranının (ϕ^*), optimal ısı transfer birimi sayısı paylaşım oranı ile (χ^*) farklı τ ve N_T değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.9$, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$) 38
Şekil 3.8	Kaynak sıcaklık oranının (τ), optimal güç çıktıları üzerindeki etkisi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.9$, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$) 39
Şekil 3.9	Kaynak sıcaklık oranının (τ), optimal entropi üretimleri üzerindeki etkisi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.9$, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$) 39
Şekil 3.10	Kaynak sıcaklık oranının (τ), optimal ısı verimler üzerindeki etkisi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.9$, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$) 40
Şekil 3.11	Tersinmez rejeneratörlü Joule-Brayton ısı makinası modeli 43
Şekil 3.12	Tersinmez rejeneratörlü Joule-Brayton ısı makinasının T-S diyagramı 44
Şekil 3.13	ECOP amaç fonksiyonu, boyutsuz ekolojik amaç fonksiyonu ve güç çıktısının izentropik sıcaklık oranı (ϕ) ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_R=0.85$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$) 50
Şekil 3.14	ECOP amaç fonksiyonunun, boyutsuz güç çıktısı ile değişik ε_R değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$) 51
Şekil 3.15	ECOP amaç fonksiyonunun, boyutsuz entropi üretimi ile değişik ε_R değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$) 52

Şekil 3.16	ECOP amaç fonksiyonunun, izentropik sıcaklık oranı (ϕ) ile değişik ε_R değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$).....	53
Şekil 3.17	Optimal izentropik sıcaklık oranlarının, değişik ε_R değerlerine göre mukayesesi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$).....	54
Şekil 3.18	Maksimum ECOP şartlarındaki ısı verim, güç çıktısı ve entropi üretiminin (a) maksimum ekolojik fonksiyon ve (b) maksimum güç çıktısı şartlarında değişik ε_R değerlerine göre mukayesesi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$)	55
Şekil 3.19	Gaz türbinli kojenerasyon sistemi prensip şeması	56
Şekil 3.20	Gaz türbinli kojenerasyon sisteminin T-S diyagramı	57
Şekil 3.21	ECOP fonksiyonu, ekserji verimi, boyutsuz toplam ekserji ve ekolojik performans fonksiyonunun izentropik sıcaklık oranı ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\varepsilon_R=0.85$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=\varepsilon_K=0.90$).....	63
Şekil 3.22	ECOP _{max} , $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{E}_{Tmax}$ şartlarındaki optimal izentropik sıcaklık oranlarının kaynak sıcaklık oranı τ (a); kullanma sıcaklık oranı ψ (b); rejeneratör etkinliği ε_R (c): ve atık ısı kazanı etkinliği ε_K (d):değerleri ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\varepsilon_R=0.85$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=\varepsilon_K=0.90$).....	65
Şekil 3.23	ECOP fonksiyonu, ekserji verimi, boyutsuz toplam ekserji ve ekolojik performans fonksiyonunun boyutsuz entropi üretimi ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\varepsilon_R=0.85$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=\varepsilon_K=0.90$).....	65
Şekil 3.24	ECOP _{max} , $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{E}_{Tmax}$ şartlarındaki optimal entropi üretimlerinin kaynak sıcaklık oranı τ (a); kullanma sıcaklık oranı ψ (b); rejeneratör etkinliği ε_R (c): ve atık ısı kazanı etkinliği ε_K (d):değerleri ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\varepsilon_R=0.85$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=\varepsilon_K=0.90$).....	67
Şekil 3.25	ECOP amaç fonksiyonunun τ (a); ψ (b) ve ε_R (c); değerleri için, boyutsuz toplam ekserji çıktısı ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\varepsilon_R=0.85$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=\varepsilon_K=0.90$)	69
Şekil 3.26	ECOP _{max} şartlarındaki optimal toplam ekserji çıktısının, değişik τ ve ψ (a); değişik ψ ve ε_K (b); değerleri için optimal ekserji verimi ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\varepsilon_R=0.85$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=\varepsilon_K=0.90$).....	70
Şekil 3.27	$\dot{E}_{max}$ şartlarındaki optimal toplam ekserji çıktısının, değişik τ ve ψ (a); değişik ψ ve ε_K (b); değerleri için optimal ekserji verimi ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\varepsilon_R=0.85$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=\varepsilon_K=0.90$).....	71
Şekil 3.28	$\dot{E}_{Tmax}$ şartlarındaki optimal toplam ekserji çıktısının, değişik τ ve ψ (a); değişik ψ ve ε_K (b); değerleri için optimal ekserji verimi ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\varepsilon_R=0.85$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=\varepsilon_K=0.90$).....	72
Şekil 4.1	Basit gaz türbinli tesis.....	77
Şekil 4.2	Yanma odası akış diyagramı.....	79
Şekil 4.3	Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonu, net güç ve ekserji veriminin basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$) ..	85

Şekil 4.4	Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonu, net güç ve ekserji veriminin ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	86
Şekil 4.5	Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik α değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	86
Şekil 4.6	Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik izentropik verim (η_C , η_T) değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\alpha=4$)...	87
Şekil 4.7	Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik α değerleri için güç çıktısı ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	88
Şekil 4.8	Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik izentropik verim (η_C , η_T) değerleri için güç çıktısı ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\alpha=4$).....	88
Şekil 4.9	Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik α değerleri için ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	89
Şekil 4.10	Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik izentropik verim (η_C , η_T) değerleri için ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\alpha=4$).....	89
Şekil 4.11	Basit JB çevriminde güç çıktısının, değişik α değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	90
Şekil 4.12	Basit JB çevriminde güç, çıktısının değişik izentropik verim (η_C , η_T) değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\alpha=4$).....	91
Şekil 4.13	Basit JB çevriminde güç çıktısının, değişik α değerleri için ekserji verimi ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	91
Şekil 4.14	Basit JB çevriminde güç çıktısının, değişik izentropik verim (η_C , η_T) değerleri için ekserji verimi ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\alpha=4$).....	92
Şekil 4.15	Basit JB çevriminde güç çıktısının, değişik α değerleri için ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\alpha=4$).....	92
Şekil 4.16	Basit JB çevriminde güç çıktısının, değişik izentropik verim (η_C , η_T) değerleri için ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\alpha=4$).....	93
Şekil 4.17	Basit JB çevriminde ekserji veriminin, değişik α değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	94
Şekil 4.18	Basit JB çevriminde ekserji veriminin, değişik izentropik verim (η_C , η_T) değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\alpha=4$).....	94
Şekil 4.19	Basit JB çevriminde toplam ekserji kaybının, değişik α değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	95
Şekil 4.20	Basit JB çevriminde toplam ekserji kaybının, değişik izentropik verim (η_C , η_T) değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\alpha=4$).....	95
Şekil 4.21	Basit JB çevriminde komponentlerdeki ekserji kayıplarının basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	96
Şekil 4.22	Basit JB çevriminde optimal ECOP ve $\dot{W}_{NET}$ ifadelerinin α ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	96
Şekil 4.23	Basit JB çevriminde optimal $\dot{W}_{NET}$ ve ekserji veriminin α ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	97
Şekil 4.24	Basit JB çevriminde optimal izentropik sıcaklık oranlarının α ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	98
Şekil 4.25	Rejeneratörlü gaz türbini tesisi	99
Şekil 4.26	Hava ön ısıtıcısı (rejeneratör)	99
Şekil 4.27	Rejeneratörlü JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik ε_R değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15\text{ K}$, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$).....	101

Şekil 4.28	Rejeneratörlü JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik ε_R değerleri için güç çıktısı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$) 102
Şekil 4.29	Rejeneratörlü JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik ε_R değerleri için ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$) 102
Şekil 4.30	Rejeneratörlü JB çevriminde güç çıktısının, değişik ε_R değerleri için ekserji verimi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$) 103
Şekil 4.31	Rejeneratörlü JB çevriminde güç çıktısının, değişik ε_R değerleri için ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$) 104
Şekil 4.32	Rejeneratörlü JB çevriminde ekserji veriminin, değişik ε_R değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$) 104
Şekil 4.33	Rejeneratörlü JB çevriminde toplam ekserji kaybının, değişik ε_R değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$) 105
Şekil 4.34	Rejeneratörlü JB çevriminde optimal ECOP ve net güç ifadelerinin ε_R ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$) 106
Şekil 4.35	Rejeneratörlü JB çevriminde optimal net güç ve ekserji veriminin ε_R ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$) 106
Şekil 4.36	Rejeneratörlü JB çevriminde optimal izentropik sıcaklık oranlarının ε_R ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$) 107
Şekil 4.37	Gaz türbinli kojenerasyon tesisi 107
Şekil 4.38	Isı geri kazanım ünitesi sıcaklık diyagramı 109
Şekil 4.39	Isı geri kazanım ünitesi 109
Şekil 4.40	Gaz türbinli kojenerasyon tesisinde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik D_{Tp} değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\eta_R=0.85$) 112
Şekil 4.41	Gaz türbinli kojenerasyon tesisinde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik D_{Tp} değerleri için toplam ekserji değeri ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\eta_R=0.85$) 113
Şekil 4.42	Gaz türbinli kojenerasyon tesisinde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik D_{Tp} değerleri için toplam ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\eta_R=0.85$) 113
Şekil 4.43	Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, izentropik sıcaklık oranı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_H=0.1$, $\varepsilon_L=0.9$, $k=1.4$) 114
Şekil 4.44	Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, boyutsuz güç çıktısı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_H=0.1$, $\varepsilon_L=0.9$, $k=1.4$) 115
Şekil 4.45	Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, boyutsuz ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_H=0.1$, $\varepsilon_L=0.9$, $k=1.4$) 115
Şekil 4.46	Basit JB çevriminde boyutsuz güç çıktısının, ekserji verimi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_H=0.1$, $\varepsilon_L=0.9$, $k=1.4$) 116
Şekil 4.47	Basit JB çevriminde boyutsuz ekserji kaybının, izentropik sıcaklık oranı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_H=0.1$, $\varepsilon_L=0.9$, $k=1.4$) 116
Şekil 5.1	Tersinmez karma çevrim için P-V ve T-S diyagramları 119
Şekil 5.2	ECOP amaç fonksiyonunun τ (a), ($I_{AS}=1.2$); ve I_{AS} (b), ($\tau=7$); değerleri için, boyutsuz güç çıktısı ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $\chi = (N_{H1} + N_{H2}) / N_T = 0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$) 124
Şekil 5.3	Normalize edilmiş ECOP, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonlarının boyutsuz entropi üretimi ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $I_{AS}=1.2$, $\tau=7$, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$) ... 125

Şekil 5.4	$ECOP_{max}$ ve $\dot{E}_{max}$ şartlarındaki optimal performansların değişik $I_{\Delta S}$ (a), ($\tau=7$); ve τ (b), ($I_{\Delta S}=1.2$); değerleri ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$).....	126
Şekil 5.5	$ECOP_{max}$ ve $\dot{W}_{max}$ şartlarındaki optimal performansların değişik $I_{\Delta S}$ (a), ($\tau=7$); ve τ (b), ($I_{\Delta S}=1.2$); değerleri ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$).....	127
Şekil 5.6	Normalize edilmiş $ECOP$, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonlarının sıkıştırma oranı (a); basınç oranı (b) ve ön genişleme oranı (c), değerleri ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $I_{\Delta S}=1.2$, $\tau=7$, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$)	129
Şekil 5.7	$ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal basınç oranının (a); ve optimal ön genişleme oranının (b); değişik τ ve $I_{\Delta S}$ değerleri için optimal sıkıştırma oranı ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$)	131
Şekil 5.8	$\dot{E}_{max}$ şartlarındaki optimal basınç oranının (a); ve optimal ön genişleme oranının (b); değişik τ ve $I_{\Delta S}$ değerleri için optimal sıkıştırma oranı ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$)	132
Şekil 5.9	$\dot{W}_{max}$ şartlarındaki optimal basınç oranının (a); ve optimal ön genişleme oranının (b); değişik τ ve $I_{\Delta S}$ değerleri için optimal sıkıştırma oranı ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$)	133
Şekil 5.10	Tersinmez diesel çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları.....	134
Şekil 5.11	$ECOP$ amaç fonksiyonunun τ (a), $I_{\Delta S}$ (b) ve N_T (c); değerleri için boyutsuz güç çıktısı ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_H=2100$, $\xi=\%5$, $N_T=0.75$ ve $I_{\Delta S}=1.2$).....	137
Şekil 5.12	Normalize edilmiş $ECOP$, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonlarının boyutsuz entropi üretimi ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_H=2100$, $N_T=0.75$, $\xi=\%5$ ve $I_{\Delta S}=1.2$).....	138
Şekil 5.13	Normalize edilmiş $ECOP$, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonlarının ön genişleme oranı (a) ve sıkıştırma oranı (b) ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_H=2100$, $N_T=0.75$, $\xi=\%5$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)	139
Şekil 5.14	$ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal ön genişleme oranı ile optimal sıkıştırma oranının değişik τ - N_T (a) ve değişik τ - $I_{\Delta S}$ değerleri için değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $\xi=\%5$, $N_T=0.75$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)	140
Şekil 5.15	$\dot{W}_{max}$ şartlarındaki optimal ön genişleme oranı ile optimal sıkıştırma oranının değişik τ - N_T (a) ve değişik τ - $I_{\Delta S}$ değerleri için değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $\xi=\%5$, $N_T=0.75$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)	141
Şekil 5.16	$\dot{E}_{max}$ şartlarındaki optimal ön genişleme oranı ile optimal sıkıştırma oranının değişik τ - N_T (a) ve değişik τ - $I_{\Delta S}$ değerleri için değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $\xi=\%5$, $N_T=0.75$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)	142
Şekil 5.17	$ECOP_{max}$ ve $\dot{E}_{max}$ şartlarındaki optimal ısı verim, güç çıktısı ve entropi üretimlerinin değişik $I_{\Delta S}$ (a) ve N_T (b) değerleri için mukayese edilmesi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_H=2100$, $\xi=\%5$, $N_T=0.75$ ve $I_{\Delta S}=1.2$).....	143
Şekil 5.18	$ECOP_{max}$ ve $\dot{W}_{max}$ şartlarındaki optimal ısı verim, güç çıktısı ve entropi üretimlerinin değişik $I_{\Delta S}$ (a) ve N_T (b) değerleri için mukayese edilmesi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_H=2100$, $\xi=\%5$, $N_T=0.75$ ve $I_{\Delta S}=1.2$).....	144
Şekil 5.19	Tersinmez Otto çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları.....	145
Şekil 5.20	$ECOP$ amaç fonksiyonunun değişik $I_{\Delta S}$ (a)ve ξ (b) değerleri için, boyutsuz güç çıktısı ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=\%2$ ve $I_{\Delta S}=1.2$).	

	147
Şekil 5.21	ECOP amaç fonksiyonu, normalize edilmiş güç çıktısı ve ekolojik performans fonksiyonunun sıkıştırma oranı (a) ve boyutsuz entropi üretimi (b) ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.02$ ve $I_{AS}=1.2$) 148
Şekil 5.22	Optimal sıkıştırma oranı ile optimal entropi üretiminin $ECOP_{max}$ (a), $\dot{E}_{max}$ (b) ve $\dot{W}_{max}$ (c) şartlarında değişik I_{AS} ve N_T değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $\chi=0.3$ ve $\xi=0.02$) 150
Şekil 5.23	Optimal ısı verimlerin değişik N_T (a) ve I_{AS} (b) değerleri ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.02$ ve $I_{AS}=1.2$) 151
Şekil 5.24	Optimal güç çıktılarının değişik N_T (a) ve I_{AS} (b) değerleri ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.05$ ve $I_{AS}=1.2$) 152
Şekil 5.25	Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, ECOP amaç fonksiyonunun boyutsuz güç çıktısı ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.05$ ve $I_{AS}=1.2$).. 153
Şekil 5.26	Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, boyutsuz güç çıktısının ısı verim ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.05$ ve $I_{AS}=1.2$) 154
Şekil 5.27	Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, ECOP amaç fonksiyonunun boyutsuz entropi üretimi ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.05$, $I_{AS}=1.2$) 154
Şekil 5.28	Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, ECOP amaç fonksiyonunun sıkıştırma oranı ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.05$, $I_{AS}=1.2$) 155
Şekil 5.29	Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal sıkıştırma oranlarının I_{AS} (a); N_T (b); ve τ (c); ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.05$) 156
Şekil 5.30	Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal ısı verimlerin I_{AS} (a); N_T (b); ve τ (c); ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.05$, $I_{AS}=1.2$) 158
Şekil 5.31	Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal entropi üretimlerinin I_{AS} (a); N_T (b); ve τ (c); ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.05$, $I_{AS}=1.2$) 159
Şekil 6.1	Tersinmez soğutma makinası/ısı pompası modeli ve T-S diyagramı 161
Şekil 6.2.	$ECOP_{ref}$ amaç fonksiyonunun değişik I_{AS} değerleri için, T_X/T_0 ile değişimi ($T_H=300$ K, $T_L=260$ K, $T_0=290$ K, $\xi_{ref}=0.02$) 164
Şekil 6.3	$ECOP_{hp}$ amaç fonksiyonunun değişik I_{AS} değerleri için, T_X/T_0 ile değişimi ($T_H=350$ K, $T_L=273$ K, $T_0=290$ K, $\xi_{hp}=0.02$) 167
Şekil 6.4.	Soğutma makinaları ve ısı pompaları için ECOP ve β amaç fonksiyonlarının T_X/T_0 ile değişimi ($T_0=290$ K, $\xi_{hp}=\xi_{ref}=0.02$, Soğutma makinaları için $T_H=300$ K, $T_L=260$ K; Isı pompaları için $T_H=350$ K, $T_L=273$ K) 170
Şekil 6.5.	$ECOP_{ref}$ amaç fonksiyonunun β_{ref} ile değişimi ($T_H=300$ K, $T_L=260$ K, $T_0=290$ K, $I_{AS}=1.02$, $\xi_{ref}=0.02$) 171
Şekil 6.6.	$ECOP_{hp}$ amaç fonksiyonunun β_{hp} ile değişimi ($T_H=350$ K, $T_L=273$ K, $T_0=290$ K, $I_{AS}=1.02$, $\xi_{hp}=0.02$) 172
Şekil 6.7	ECOP amaç fonksiyonunun, soğutma makinaları (a); ve ısı pompaları (b); için boyutsuz entropi üretimi ile değişimi ($T_0=290$ K, $I_{AS}=1.02$, $\xi_{hp}=\xi_{ref}=0.02$, Soğutma makinaları için $T_H=300$ K, $T_L=260$ K; Isı pompaları için $T_H=350$ K, $T_L=273$ K) 173
Şekil 6.8	$ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal performans katsayılarının, değişik ısı kaçağı parametresi değerlerinde I_{AS} ile değişimi ($T_0=290$ K Soğutma makinaları için $T_H=300$ K, $T_L=260$ K; Isı pompaları için $T_H=350$ K, $T_L=273$ K) 174

Şekil 6.9	ECOP _{max} şartlarındaki optimal boyutsuz soğutma ve ısıtma yüklerinin, değişik ısı kaçağı parametresi değerlerinde $I_{\Delta S}$ ile değişimi ($T_0=290$ K, Soğutma makinaları için $T_H=300$ K, $T_L=260$ K; Isı pompaları için $T_H=350$ K, $T_L=273$ K) 175
Şekil 6.10	ECOP _{max} şartlarındaki optimal boyutsuz entropi üretimlerinin, değişik ısı kaçağı parametresi değerlerinde $I_{\Delta S}$ ile değişimi ($T_0=290$ K, Soğutma makinaları için $T_H=300$ K, $T_L=260$ K; Isı pompaları için $T_H=350$ K, $T_L=273$ K). 175

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 4.1 Analizde kullanılan maddelere ait katsayılar	75

ÖNSÖZ

Öncelikle, bu konuda çalışma olanağı sağlayan ve uzun çalışma döneminde her konudaki destek ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Bahri ŞAHİN'e teşekkürü bir borç bilirim.

Doktora çalışmalarım boyunca görüşlerinden istifade ettiğim değerli hocalarım Prof. Dr. Ali Kodal, Prof. Dr. İsmail Teke ve Doç. Dr. Oğuz Salim Söğüt'e teşekkür ederim.

Ayrıca tüm YTÜ Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine, araştırma görevlilerine ve personeline vermiş oldukları destekten dolayı şükranlarımı sunarım.

Son olarak bu zor ve uzun çalışma döneminde bana sonsuz sabır gösteren aileme teşekkür ederim.

ÖZET

Son yıllarda klasik termodinamik ve sonlu zaman termodinamiği teorilerini kullanarak enerji üretim sistemleri için farklı amaç fonksiyonlarına dayalı olarak birçok optimizasyon çalışması yapılmıştır. Bu optimizasyon çalışmalarında güç, ısı verim, entropi üretimi, güç yoğunluğu, ekserji, termoeкономи ve ekserjoekonomi ve ekoloji gibi kriterler amaç fonksiyonu olarak seçilmiştir. Son yirmi yıllık dönem içerisinde doğal kaynakların hızla azalmasına bağlı olarak, enerji üretim sistemlerinin çevre üzerindeki etkilerinin incelenmesi oldukça önem kazanmıştır. Bazı araştırmacılar bu amaca yönelik olarak farklı enerji üretim sistemlerinin ekolojik performansını incelemişlerdir. Literatürde yer alan ekolojik amaç fonksiyonunun eksi değerler alabilmesi, boyutlu olması ve fiziksel anlamının açık olmaması nedeniyle bu kritere alternatif olarak boyutsuz ve fiziksel olarak daha anlamlı bir ekolojik performans kriteri tanımlanmıştır. Ekolojik Performans Katsayısı (ECOP) adını verdiğimiz bu kriter, güç çıktısının kayıp kullanılabilir enerjiye oranı şeklinde tanımlanmıştır.

Bu çalışmada, tanımlanmış olan ekolojik performans kriteri farklı enerji üretim sistemlerine (Carnot ısı makinası, gaz türbinleri, içten yanmalı motorlar, soğutma makinaları ve ısı pompaları) uygulanarak optimum performans ve dizayn şartları araştırılmıştır. Bu bağlamda optimum şartlardaki entropi üretimi, ısı verim ve güç çıktısı farklı amaç fonksiyonlarına göre belirlenerek mukayese edilmiştir. Ayrıca kaynak sıcaklıkları oranı, iç tersinmezlik ve ısı kaçağı gibi genel parametreler ile her bir enerji üretim sistemine ait özel parametrelerin genel ve optimum ekolojik performans üzerindeki etkileri incelenmiş ve tartışılmıştır. Tanımlanmış olan ekolojik performans kriterinin güç, ısı verim ve entropi üretimi yönünden en uygun performansı sağladığı gösterilmiştir. Yapılan performans analizi ve elde edilen optimizasyon sonuçları enerji üretim sistemlerinin termo-ekolojik yönden optimum tasarımı için teorik bir temel oluşturabilir.

Anahtar kelimeler: Termo-ekoloji, sonlu zaman termodinamiği, iç tersinir ve tersinmez ısı makinası modelleri, ekolojik amaç fonksiyonu, maksimum ekolojik performans koşulları, ısı verim, entropi üretimi.

ABSTRACT

In recent years, many optimization studies based on various objective functions have been carried out for different energy production systems by using classical and finite-time thermodynamic theories. In these optimization studies, power output, thermal efficiency, entropy generation rate, power density, exergy, thermoeconomic, exergoeconomic and ecological criteria are taken as objective functions. During the last two decades, the analysis of the effects of energy production systems on the environment has gained importance due to drastical decrease on natural sources. For this purpose, authors have studied the ecological performance of different energy production systems. Due to the ecological objective function given in the literature can take negative values, is dimensional and its physical definition is not clear, a dimensionless and physically more definite and clear significant alternative ecological performance criterion has been defined. This criterion has been named after Ecological Coefficient of Performance (ECOP) and defined as the ratio of power output to the loss rate of availability.

In this work, the ecological optimization technique defined in the thesis has been applied to different energy production systems (Carnot heat engine, gas turbines, internal combustion heat engines, refrigerators and heat pumps) and optimum performans and design conditions have been investigated. In this context, the optimal entropy generation rate, thermal efficiency and power output have been determined for different objective functions and the obtained results are compared. Furthermore, the effects of general parameters i.e., the ratio of heat reservoir temperatures, internal irreversibility parameter, heat leak parameter and the effects specific parameters relating to each energy production systems on the general and optimum ecological performances have been examined and discussed. The defined ecological performance criterion has been proven, the most appropriate performance in terms power output, thermal efficiency and entropy generation rate. In this study, the given performance analysis and the obtained optimization results can provide a general theoretical basis for optimum thermo-ecological design of energy production systems.

Key words: Thermo-ecology, finite-time thermodynamics, endoreversible and irreversible heat engine models, ecologic objective function, maximum ecological performance conditions, thermal efficiency, entropy generation.

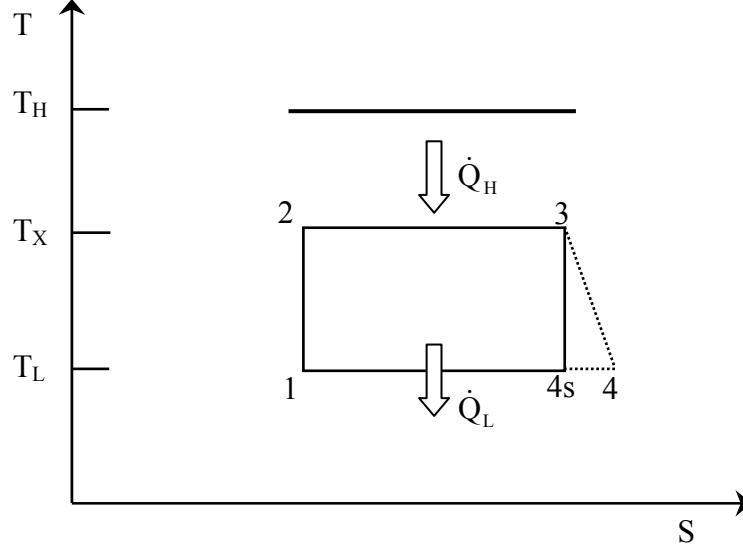
1. GİRİŞ

1824 yılında Sadi Carnot, tüm prosesleri tersinir olan bir çevrim modeli öne sürmüştür. Carnot çevrimi olarak adlandırılan bu çevrimin ısı verimi, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan ısı makinaları için bir üst sınırdır ve klasik termodinamikte bir mukayese standardı olarak kullanılmaktadır. Aynı şekilde ısı makinalarına göre ters yönde gerçekleşen tersinir Carnot çevriminin performans katsayısı da soğutma makinaları ve ısı pompaları için bir üst limit olarak kullanılmaktadır. T_H ve T_L sıcak ve soğuk ısı kaynaklarının sıcaklıklarını göstermek üzere; ısı makinaları için Carnot çevriminin ısı verimi, soğutma makinalarının ve ısı pompalarının performans katsayısı sırasıyla $\eta_C = 1 - T_L / T_H$, $\beta_{ref,C} = T_L / (T_H - T_L)$ ve $\beta_{hp,C} = T_H / (T_H - T_L)$ şeklinde ifade edilir.

Carnot çevrimindeki bütün prosesler tersinir ve sanki-dengeli bir biçimde gerçekleştiği için, yukarıda bahsedilen ısı verim ve performans katsayıları ancak sonsuz yavaş proseslerle elde edilebilir. Bu nedenle proseslerin gerçekleşme süresi sonsuz uzun olacağından sonlu ısı transfer alanına sahip ısı değiştiricileri ile, bir ısı makinasından belirli bir miktar güç ($\dot{W}$), bir ısı pompasından belirli bir miktar ısıtma yükü ($\dot{Q}_H$) ve bir soğutma makinasından da belirli bir miktar soğutma yükü ($\dot{Q}_L$) elde etmek mümkün olmayacaktır ($\dot{W} = 0$, $\dot{Q}_H = 0$ ve $\dot{Q}_L = 0$). Eğer ideal Carnot çevrimine göre çalışan bir ısı makinasından belirli bir miktar güç, ısı pompasından ısıtma yükü ve soğutma makinasından da soğutma yükü elde etmek istiyorsak gerekli ısı değiştiricisi alanı sonsuz büyük olmalıdır ($A \rightarrow \infty$ ise $\dot{W} > 0$, $\dot{Q}_H > 0$ ve $\dot{Q}_L > 0$). Bu nedenle Carnot ısı verimi ve performans katsayıları; gerçek ısı makinaları, ısı pompaları ve soğutma makinalarının performansını değerlendirmede bir mukayese standardı olmakla beraber pratik makinalar için tek başına bir anlam ifade etmemektedir. Bütün gerçek termodinamik prosesler sonlu boyuttaki sistemlerde, sonlu zamanda gerçekleşir. Bu yüzden termodinamik dengeyi ve buna bağlı olarak sistem içinde ve sistem ile çevresi arasındaki tersinmezlik şartlarını sağlamak imkansızdır. Bu çerçevede, tersinir Carnot çevrimi ısı verim yönünden üst sınırı ifade etmesine rağmen, proseslerin sonlu-boyut ve sonlu-zamanda gerçekleşmek durumunda olduğu pratik makinalar için bir mukayese standardı olarak göz önüne alınması uygun olmayacaktır.

Gerçek ısı makinalarının performansına daha gerçekçi sınırlar çizebilmek için Chambadal (1957) ve Novikov (1958) sonlu sıcaklık farkı altındaki ısı geçişi tersinmezliklerini kısmen dikkate alarak pratiğe daha yakın bir mukayese standardı ortaya koymaya çalışmışlardır. Chambadal (1957) ve Novikov (1958) tarafından önerilen model Şekil 1.1’de verilmiştir.

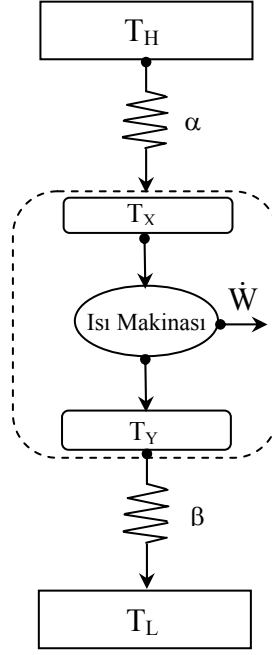
Chambadal'ın modeli sadece sıcak kaynak tarafındaki dış tersinmezlikleri içermektedir. Novikov'un modelinde ise Chambadal'ın modeline ilave olarak genişleme prosesindeki tersinmezlik de dikkate alınmıştır. Daha sonra Chambadal ve Novikov güç çıktısı kriterine göre T_X sıcaklığının optimum değerini elde etmeye çalışmışlardır.



Şekil 1.1 Chambadal ve Novikov'un ısı makinası modeli

Curzon-Ahlborn (1975), Chambadal (1957) ve Novikov (1958) modeline soğuk kaynak tarafındaki dış tersinmezlikleri de ilave ederek, modeli pratiğe doğru biraz daha geliştirilmişlerdir. Literatürde iç tersinir Carnot modeli olarak adlandırılan ve sonlu-zaman termodinamiğinin (SZT) teorik modeli olan bu model Şekil 1.2'de verilmiştir. Bu modelde T_H ve T_L sıcak ve soğuk kaynak sıcaklıklarını gösterirken, T_X ve T_Y ise sıcak ve soğuk taraftaki iş akışkanı sıcaklıklarını ifade etmektedir. Ayrıca α ve β sıcak ve soğuk taraftaki ısıl geçirgenlikler olmaktadır.

Curzon-Ahlborn (1975), iç tersinir Carnot modeli için maksimum güç kriterine dayalı bir performans analizi yaparak, maksimum güç şartlarındaki ısı verimi $\eta_{CA} = 1 - \sqrt{T_L / T_H}$ olarak elde etmiştir. Bu ısı verim ifadesi maksimum güç çıktısı amacına göre dizayn edilen ısı makinaları için geçerlidir. Ancak ısı makinalarının optimum dizaynı için göz önüne alınacak optimizasyon kriteri, ısı makinalarının kullanım amacına ve çalışma koşullarına göre değişebilmektedir. Örneğin; yakıt tüketiminin öne çıktığı güç üretim tesislerinde maksimum ısı verim kriteri önemli olurken, itme gücünün daha önemli olduğu hava ve deniz taşıtlarında maksimum güç çıktısı kriteri daha önemli olmaktadır. Öte yandan gemi tahrik sistemleri için yakıt tüketimi ve itme gücü aynı oranda önem arz edebilir, böyle bir durumda maksimum güç ve maksimum ısı verim kriterleri dizayn aşamasında birlikte değerlendirilmelidir.



Şekil 1.2 İç tersinir Carnot ısı makinası modeli

Isı makinalarının sonlu-zaman ve sonlu-boyut kısıtları altında SZT teorisine dayalı olarak performans analizi ve optimizasyonu konusunda pek çok çalışma yapılmıştır. Bu alanda yapılan çalışmalar Bejan (1996), Chen vd. (1999) ve yakın zamanda Durmayaz vd. (2004) tarafından bir literatür taraması olarak sunulmuştur. Bu çalışmalarda göz önüne alınan optimizasyon kriterleri sırasıyla güç, ısı verim, entropi üretimi, güç yoğunluğu, maliyet ve ekolojik amaç olmaktadır.

Bu tezin esas konusu olan ekolojik performans analizi ile ilgili olarak, farklı enerji üretim sistem ve modelleri için yapılmış olan çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Ekolojik Performans Analizleri

Son onbeş yılda, bazı araştırmacılar sonlu zaman ve sonlu boyut kısıtlarını göz önüne alarak, iç tersinir ve tersinmez ısı makinası modellerinin ekolojik performansını lineer ve lineer olmayan ısı transferi şekillerine göre incelemişlerdir. Bu çalışmalarda, ekolojik amaç fonksiyonunun maksimum olması durumunda güç ve toplam entropi üretimi açısından uygun bir performansa ulaşılabileceği önemle vurgulanmaktadır.

Ekolojik optimizasyon kriteri ilk defa, Angulo-Brown (1991) tarafından $E = \dot{W} - T_L \dot{S}_g$ şeklinde tanımlanarak iç tersinir Carnot ısı makinası modeline uygulanmıştır. Bu ifadede; $\dot{W}$ güç çıktısı, $\dot{S}_g$ entropi üretimi ve T_L soğuk ısı kaynağının sıcaklığını göstermektedir.

Çalışmada iç tersinir Carnot ısı makinasının optimal performans şartları incelenmiştir ve çalışma sonucunda maksimum ekolojik amaç fonksiyonu şartlarındaki ısı verimin, Carnot verimi ve maksimum güçteki Curzon-Ahlborn (1975) veriminin ortalamasına çok yakın olduğu gösterilmiştir. Ayrıca, maksimum ekolojik amaç fonksiyonu şartlarında elde edilen güç maksimum gücün %80'i kadar olmakta, üretilen entropi ise maksimum güç şartlarında üretilen entropi miktarının %30'u kadar olmaktadır. Bu sonuçlara bakarak, ekolojik amaç fonksiyonunun güç ve entropi üretimi yönünden iyi bir uzlaşa sağladığı söylenebilir. Yan (1993), çalışmasında soğuk ısı kaynağı sıcaklığının çevre sıcaklığına eşit olmadığı durumda ekolojik fonksiyonun $E = \dot{W} - T_0 \dot{S}_g$ şeklinde tanımlanmasının bir ısı makinası için çok daha uygun olacağına dikkat çekmiştir.

Angulo-Brown (1991) tarafından önerilen ekolojik performans kriteri, Cheng ve Chen (1997) tarafından değişken sıcaklıklı ısı kaynaklarına sahip tersinmez Carnot ısı makinası modeline uygulanmıştır. Söz konusu analizde ekolojik amaç fonksiyonunu maksimum yapan optimal tasarım parametreleri araştırılmıştır. Bu çerçevede ekolojik yönden sıcak kaynak tarafındaki ısı değiştiricisinin ısıl geçirgenliğinin soğuk kaynak tarafındaki ısı değiştiricisi ısıl geçirgenliğinden daha küçük olması gerektiği; ayrıca soğuk dış akışkanın ısıl kapasitesinin, sıcak dış akışkanın ısıl kapasitesinden daha büyük olması gerektiği gösterilmiştir.

Cheng ve Chen (1998), iç tersinir Joule-Brayton çevriminin güç çıktısını optimize etmek amacıyla ekolojik optimizasyon kriterine dayalı olarak bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Ekolojik yönden optimum güç çıktısı değerleri ve buna bağlı ısı verim ve ikinci kanun verimleri sunulmuştur. Maksimum ekolojik fonksiyondaki ısı verim, yaklaşık olarak maksimum güçteki ısı verim ile tersinir Carnot ısı makinasının ısı veriminin ortalaması olarak bulunmuştur. Ayrıca, optimum ekolojik gücün maksimum güce oranının, sıcak ve soğuk kaynak tarafındaki ısı değiştiricilere ait ısı transfer birimi sayısından bağımsız olduğunu göstermişlerdir. Bu çalışma Cheng ve Chen (1999) tarafından tersinmez Brayton ısı makinası modeline genişletilmiştir. Modeldeki tersinmezlikler; iş akışkanı ve ısı kaynaklar arasındaki dış tersinmezlikler, izentropik olmayan sıkıştırma ve genişleme tersinmezlikleri ve kaynaklar arasındaki ısı kaçağından meydana gelen tersinmezliklerden oluşmaktadır. Ekolojik fonksiyon, ısıl geçirgenlik oranı ve izentropik sıcaklık oranına göre optimize edilmiş ve bu parametrelerin optimum değerleri sunulmuştur. Bu bağlamda ısı değiştiricilere ait ısı transfer birimi sayısı, kaynaklara ait sıcaklık oranı, türbin ve kompresör izentropik verimleri ve ısı kaçaklarının genel ve optimum performans üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Yazarlar daha iyi bir ekolojik performans değerine ulaşabilmek için soğuk kaynak tarafındaki ısı değiştiricisinin

ısıl geçirgenliğinin, sıcak kaynak tarafındaki ısı değiştiricisinin ısıl geçirgenliğinden daha büyük olması gerektiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca sonsuz ısıl kapasiteye sahip ısı kaynakları düşünüldüğünde, optimum geçirgenlik oranı ile optimum izentropik sıcaklık oranının, ısı kaçağından hemen hemen hiç etkilenmediği görülmüştür.

Huang vd (2000), açık çevrime göre çalışan sonlu kapasiteye sahip ısı kaynaklı tersinmez Joule-Brayton ısı makinası için ekolojik optimizasyon kriterine dayalı olarak bir ekserji analizi gerçekleştirmişlerdir. Verilen tersinmez JB çevrimi için, birinci ve ikinci kanun verimlerinin; çevrim basınç oranının, kompresör ve türbin verimlerinin fonksiyonu olarak sunulabileceğini göstermişlerdir. Ekolojik kriter ve ikinci kanun performansı (veya ekserjetik performans) kullanılarak, kayıp gücün birinci kanun ile birleştirilmesinin mümkün olduğunu da göstermişlerdir. Isıtıcı akışkanın giriş sıcaklığı, türbin girişindeki iş akışkanı sıcaklığı, kaynak ile çevrim arasındaki sıcaklık farkı ve türbin veya kompresöre ait izentropik verim değerlerinin artırılmasıyla, elde edilecek birinci ve ikinci kanun çevrim verimlerinin daha büyük olacağı sonucuna varmışlardır.

Arias-Hernandez ve Angulo Brown (1997) ve Angulo-Brown vd. (1999); Angulo-Brown (1991) tarafından maksimum ekolojik performans şartlarındaki ısı verim için verilen ilişkinin iç tersinir ve tersinmez Carnot ısı makinaları için kullanılan genel bir ifade olduğunu göstermişlerdir. Lineer ve lineer olmayan ısı transfer kanunlarını kendi hesaplamalarında kullanmışlar ve yukarıda verilen ilişkinin ısı transfer kanunlarından bağımsız olduğu sonucuna varmışlardır. Ayrıca güç ve entropi üretimi arasında en iyi uzlaşmayı sağladığı iddia edilen ekolojik fonksiyon hakkında yapılan tartışmalar çeşitli makalelerde yayınlanmıştır (Yan, 2001; Angulo Brown ve Arias-Hernandez, 2001 ve Angulo Brown vd., 2002).

Üst (2001), ekolojik optimizasyon tekniğini kojenerasyon modeline uygulamış ve tanımladığı yeni bir ekolojik amaç fonksiyonuna dayalı olarak iç tersinir ve tersinmez kojenerasyon çevrim modelleri için sonlu zaman termodinamiği teorisi çerçevesinde bir performans analizi gerçekleştirmiştir. Bu bağlamda optimum iş akışkanı sıcaklıkları, optimum ekserji verimi ve optimum ısıl geçirgenlik paylaşım oranları belirlenmiştir. Ayrıca güç/ısı oranı, kullanıcı sıcaklık parametresi, iç tersinmezlik ve ısı kaçağı parametrelerinin genel ve optimum ekolojik performans üzerindeki etkileri incelenmiş ve tartışılmıştır.

Şahin vd. (2002), sabit sıcaklıklı ısı kaynakları arasında çalışan iç tersinir karma çevrim için, maksimum güç ve maksimum ekolojik fonksiyon kriterlerine dayalı mukayeseli bir performans analizi ve optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Ekolojik fonksiyonu maksimum yapan optimal performans ve dizayn parametreleri (sıkıştırma oranı, basınç oranı, ön

genişleme oranı ve ısıl geçirgenlik paylaşım oranı vd...) araştırılmıştır. Ekolojik fonksiyona göre elde edilen sonuçlar, maksimum güç kriterine göre elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Chen vd. (2004), Newton ısı transfer kanunlarına göre tersinmez Carnot ısı makinasının optimal ekolojik performansını incelemişlerdir. Modeldeki tersinmezlikler; ısıl direnç kayıpları, ısı kaçağı ve iç tersinmezliklerden oluşmaktadır. Isı kaçağı ve iç tersinmezliklerin optimal performans üzerindeki etkilerini göstermek amacıyla tersinmez Carnot ısı makinası için sayısal bir örnek verilmiş ve elde edilen sonuçlar Angulo-Brown (1991) tarafından sunulan ekolojik fonksiyon kriterinin sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Üst vd. (2005), iç tersinir rejeneratörlü Brayton ısı makinası için ekolojik performans analizi gerçekleştirmişlerdir. Modelde sadece ısı geçişi tersinmezlikleri dikkate alınmış ve diğer tersinmezlikler ihmal edilmiştir. Ekolojik performans maksimize eden optimum performans parametreleri araştırılmıştır. Rejeneratör etkinliğinin genel ve optimal performans üzerindeki etkileri tartışılmıştır. Elde edilen sonuçlar maksimum güç kriterine göre elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuçlardan maksimum ekolojik amaç fonksiyonuna göre yapılacak bir dizaynın, maksimum güç kriterine göre yapılacak bir dizayndan entropi üretimi ve ısıl verim yönünden avantajlı olmasına rağmen güç üretimi yönünden az da olsa bir dezavantaja sahip olduğu görülmüştür. Ayrıca rejeneratör etkinliğinin artmasıyla maksimum ekolojik fonksiyon şartlarındaki entropi üretimi ve ısıl verim avantajının arttığı görülmüştür.

Ekolojik amaç fonksiyonunun optimize edilmesi, güç çıktısı ($\dot{W}$) ile toplam entropi üretimi ($\dot{S}_g$) ve ısıl verim arasında bir uzlaşma sağlamayı hedeflemektedir. Angulo-Brown (1991) tarafından tanıtılmış ve Yan (1993) tarafından geliştirilmiş olan ekolojik amaç fonksiyonuna dayalı optimizasyon sonuçları incelendiğinde, ekolojik amaç fonksiyonunun negatif değerler alabildiği görülmüştür. Bu şartlarda kayıp kullanılabilir enerji terimi ($T_0\dot{S}_g$), gerçek güç çıktısı ($\dot{W}$) teriminden daha büyük olmaktadır. Angulo-Brown'un (1991) tanıttığı ekolojik amaç fonksiyonundaki gerçek güç çıktısı, kayıp kullanılabilir enerji terimini zaten içermektedir. Dikkat edilmelidir ki gerçek güç çıktısı, teorik güç çıktısından kayıp kullanılabilir enerjinin çıkarılması elde edilir (Bejan, 1982):

$$\dot{W} = \dot{W}_{th} - T_0\dot{S}_g \quad (1.1)$$

Bu durumda ekolojik amaç fonksiyonundaki, kayıp kullanılabilir enerji iki defa dikkate alınmış olmaktadır. Böyle bir performans kriterini matematik olarak tanımlamak mümkündür, ancak bu tanımın fiziksel yönden ne ifade ettiği tartışmaya açıktır.

Bu tez kapsamında kayıp kullanılabilir enerjinin, güç çıktısı üzerindeki etkisini daha iyi tanımlanabilmesi amacıyla, ısı makinalarındaki ısı verim ile soğutma makinaları ve ısı pompalarındaki performans katsayısı gibi boyutsuz, her zaman pozitif değerler alan yeni bir termoeekolojik performans kriteri tanımlanmıştır. Ekolojik Performans Katsayısı (ECOP) adını verdiğimiz bu kriter, güç çıktısının kayıp kullanılabilir enerjiye oranı olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$ECOP = \dot{W} / T_0 \dot{S}_g . \quad (1.2)$$

Denklem (1.2)'de tanımlanmış olan ekolojik amaç fonksiyonu kullanılarak, farklı enerji üretim sistemleri için sonlu zaman termodinamiği teorisi çerçevesinde literatürde yer alan ekolojik fonksiyon kriteri ile birlikte mukayeseli bir performans analizi ve optimizasyonu ilerleyen bölümlerde gerçekleştirilmiştir.

2. SONLU ZAMAN TERMODİNAMIĞI TEORİSİNE DAYALI OLARAK CARNOT ISI MAKİNALARININ TERMOEKOLOJİK PERFORMANS OPTİMİZASYONU

2.1 Carnot Isı Makinası Modelleri İçin Performans Analizi ve Optimizasyon Çalışmaları

İç tersinir ve tersinmez Carnot ısı makinaları için farklı amaç fonksiyonlarına dayalı olarak yapılan optimizasyon çalışmaları aşağıda sunulmuştur. Bu optimizasyon çalışmalarında farklı ısı transferi kanunlarının, dizayn parametrelerinin, iç tersinmezliklerin ve ısı kaçaklarının performans üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Isı makinalarının güç optimizasyonuna yönelik olarak yapılan çalışmalar, ısı geçişi tersinmezliklerini kısmen dikkate alan iç tersinir Carnot modeline dayalı olarak Chambadal (1957) ve Novikov (1958) tarafından başlatılmış ve Curzon-Ahlborn (1975) tarafından genişletilmiştir. Bu çalışmalarda iç tersinir ısı makinalarının maksimum güç şartları ve bu şartlardaki ısı verimi araştırılmıştır ve bu ısı verim Bejan (1996) tarafından, Chambadal-Novikov-Curzon-Ahlborn verimi (η_{CNCA}) olarak adlandırılmıştır.

Andresen vd. (1977), sürekli ve periyodik proseslere sahip tersinmez ısı makinaları için maksimum güç ve maksimum ısı verim şartlarını araştırmıştır. Salamon vd. (1977) bazı kısıtlar altında proseslerde elde edilebilecek işin sınır değerlerini veren bir algoritma geliştirmiştir.

Gutkowicz-Krusin vd. (1978), ideal gaz kabulü ile iş akışkanı ve ısı kaynakları arasındaki ısı geçişi tersinmezliklerini dikkate alarak iç tersinir Carnot ısı makinasının güç ve ısı verimini incelemiş ve sıkıştırma oranı kısıt alınarak maksimum güç şartlarındaki optimal iş akışkanı çalışma sıcaklıklarını belirlemişlerdir. Ayrıca elde ettikleri sonuçları aynı ısı kaynakları arasında çalışan tüm ısı makinaları için genelleştirmişlerdir.

Rubin (1979-1980), belirli bir performans amacı için optimum çalışma şartlarını belirlemek amacıyla, ısı geçişi tersinmezliklerini içeren ve herhangi özel bir çevrime dayanmayan ısı makinalarının genel bir optimizasyonunu yapmıştır. Salamon vd. (1980) iç tersinir Carnot ısı makinalarında minimum entropi üretimi amacına dayalı olarak bir performans analizi gerçekleştirmişlerdir. Andresen ve Gordon (1992) sonlu zamanda gerçekleşen ısı transfer proseslerinde entropi üretimini minimize etmek için optimum ısıtma ve soğutma stratejileri geliştirmişlerdir. Salamon ve Nitzan (1981), maksimum güç, maksimum verim, minimum entropi üretimi, minimum kullanılabilir enerji kayıpları ve maksimum kar gibi farklı amaç fonksiyonlarına dayalı olarak iç tersinir Carnot ısı makinasının optimum çalışma şartlarını incelemişlerdir. Rubin ve Andresen (1982), iç tersinir ısı makinalarının arka arkaya

kademelendirilebileceğini göstererek, böyle bir kombine modelin performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Ondrechen vd. (1983), sonlu kapasiteli ısı kaynaklarına ve ısı geçişi tersinmezliklerine sahip bir Carnot ısı makinası modeli için daha genel bir performans analizi sunmuşlardır.

Rebhan ve Ahlborn (1987) ısı transferi sürelerinin maksimum güç üretimi ve maksimum verim üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Wu (1988), Wu ve Walker (1989) iç tersinir Carnot ısı makinasıyla ilgili çalışmalar yapmışlardır. İzentropik proseslerde harcanan zaman ihmal edilerek, çevrim zamanının yalnızca izotermal prosesleri tamamlamak için gerekli olan zamandan oluştuğunu varsaymışlardır. Bu çalışmalarda maksimum ve minimum iş akışkanı sıcaklıklarına göre, amaç fonksiyonu olarak seçilen güç maksimize edilerek optimal tasarım şartları belirlenmiştir. Ayrıca maksimum güçteki ısı verimin, ısı değiştiricilerinin toplam ısı transfer katsayılarına ve yüzey alanlarına bağlı olmadığını göstermişlerdir.

Bejan (1988), proseslerde sürekli hal yaklaşımı kabul ederek bir güç tesisinin performans optimizasyonunu yapmıştır. Bu çalışmada kullanılan modelde ısı kaynakları ile iş akışkanı arasındaki ısı geçişi tersinmezlikleri ve ısı kaçağı tersinmezlikleri dikkate alınmıştır.

Wu vd. (1993), ardışık ve eş zamanlı meydana gelen proses yaklaşımlarını mukayese etmişlerdir. Her iki tip ısı makinasında, maksimum güçteki ısı verimin aynı olduğunu göstermişlerdir. Fakat eş zamanlı prosesli sürekli hal yaklaşımına göre çalışan ısı makinasındaki güç üretimi, proseslerin ardışık olarak gerçekleştiği ısı makinasındaki güç üretiminden daha büyük olduğu belirlenmiştir. Wu (1988), sonlu ısı kapasitesine sahip sıcak ve soğuk ısı kaynağından ısı alışverişi yapan ve proseslerin ardışık gerçekleştiği iç tersinir Carnot çevrimi modeline dayalı olarak bir performans analizi yapmıştır.

Nulton vd. (1993), sonlu zaman aralığında çalışan termodinamik prosesleri incelemiş ve toplam çevrim zamanı ile ısı kaynaklarının net entropi değişimi arasındaki ilişkilerini araştırmıştır. Bu çalışmayı takiben Pathria vd. (1993), bir ısı makinası veya soğutma makinasında meydana gelen prosesler ile ilgili olarak Nulton vd. (1993) tarafından oluşturulan matematik modeli pratiğe doğru biraz daha genişletmişlerdir.

Gordon (1989), sonlu kapasitedeki ısı kaynakları ile iş akışkanı arasındaki ısı geçişi tersinmezliklerine sahip ısı makinalarının performans analizini yapmıştır. Bu çalışma maksimum güç şartlarındaki ısı verimin kaynak sıcaklıklarından daha çok, ısı kaynağı kapasitelerine bağlı olduklarını göstermişlerdir.

De Mey ve De Vos (1994), lineer ısı geçişi kabulü ile bazı iç tersinir ısı makinası modelleri için, maksimum güç şartlarında CNCA verimi dışında daha genel ısı verimleri olabileceğini göstermiştir.

Literatürde iç tersinir çevrimlerin lineer ısı transfer kanunu altındaki performansları pek çok yazar tarafından incelenmiş ve önemli sonuçlar elde edilmiştir (Bejan, 1982; Rubin, 1979; Andresen vd., 1977). De Vos (1985), Orlov (1985), Gutkowicz-Krusin vd. (1978) ve Yan ve Chen (1990) ısı transferi kanununun iç tersinir çevrimlerin performansına olan etkisi üzerinde çalışmışlardır. Castans (1976), Jeter (1981), De Vos ve Pauwels (1981) Stefan-Boltzmann ısı radyasyon kanununa dayalı olarak, güneş enerjisi kaynaklı sistemlerin performans analizlerini gerçekleştirmişlerdir.

De Vos (1985), Chen ve Yan (1989) ve Gordon (1990) farklı ısı transfer kanunlarının (lineer ve lineer olmayan) performans üzerindeki etkilerini iç tersinir bir ısı makinası modeli çerçevesinde incelemişlerdir. Farklı ısı transfer kanunları için genel bir ifade çıkartarak, maksimum gücün kaynak sıcaklıklarına ve ısı transfer katsayılarına bağlı olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Gordon (1990), iç tersinir ısı makinasının maksimum güç şartlarındaki performansını farklı ısı transferi kanunlarına göre inceleyerek, maksimum güç üretimindeki verimin genel olarak, ısı transferine bağlı olduğunu ve CNCA veriminin maksimum güç şartlarında çalışan bir iç tersinir ısı makinasının üst limiti olmadığını, bu üst sınırın ısı transfer mekanizmasına bağlı olduğunu göstermiştir. Gordon (1988), güneş enerjisi kaynaklı ısı makinalarının ve güneş kollektörlerinin optimum işletim sıcaklığının makinanın tasarımından etkilenmediğini göstermiştir.

Agnew vd. (1997), maksimum özgül güç kriterine dayalı olarak iç tersinir Carnot çevrimini optimize ederek, maksimum özgül güç şartlarındaki verimin CNCA verimine eşit olduğunu göstermişler ve bu verimin farklı ısı transferi kanunları ile ilişkisini araştırmışlardır.

Erbay ve Yavuz (1997) iç tersinir Carnot çevrimi için, iş akışkanı ile sıcak ve soğuk ısı kaynakları arasında kombine radyasyon ve konveksiyon ısı transfer kanunlarını dikkate alarak bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Isı makinasından elde edilen gücün, ısı kaynaklarının sıcaklık ve ısı yayılım oranlarına bağlı olduğunu göstermişlerdir.

Badescu (1996), güneş enerjisi kaynaklı iç tersinir Carnot ısı makinası modeline dayalı bir uzay güç istasyonu modeli öne sürmüştür. Bu çalışmada maksimum güç ile güneş kollektörü ve radyatör alanları arasındaki optimum oran elde edilmiştir.

Şahin (2000), güneş enerjisi kaynaklı bir iç tersinir Carnot çevrimi için sıcak kaynaktan radyasyon ısı transferinin ve soğuk kaynağa konveksiyon ısı transferinin gerçekleştiği varsayımı ile bir performans analizi gerçekleştirmiştir. Bu çerçevede sistemden elde edilebilecek güç ve ısı verimin limitlerini belirleyerek, maksimum güç koşullarında çalışan ısı makinaları için CNCA veriminin bir üst limit olmadığı sonucuna varmıştır. Bu üst sınırın iş akışkanları ve ısı kaynakları sıcaklıklarının, ısı transfer mekanizmalarının ve ilgili sistem parametrelerinin bir fonksiyonu olduğunu belirtmiştir.

Chen vd. (2004), iş akışkanı ile ısı kaynakları arasındaki ısı transferinin tüm ısı transfer modlarını içeren genel ısı transfer kanununa dayalı olarak tersinmez Carnot ısı makinasının sonlu-zaman termodinamik performansını araştırmışlardır. Sonuç olarak optimal şartlarda güç ve ısı verim arasındaki matematik ilişkiyi elde etmişlerdir. Tersinmez ısı makinası performansının, ısı transfer kanunundan nasıl etkilendiği örneklerle ayrıntılı olarak incelenmiştir.

Chen vd. (2004), tersinmez Carnot ısı makinası modeli için sonlu-zaman ekserjoeekonomik performans optimizasyonu gerçekleştirmeye çalışmışlardır. Bu çalışmada maksimum kar performans kriteri olarak göz önüne alınarak, maksimum kar ve buna karşılık gelen ısı verim analitik olarak elde edilmiştir. Ayrıca ısı kaçağı ve iç tersinmezliklerin performans üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Isıl direnç, ısı kaçağı, sürtünme ve türbülans gibi birçok iç ve dış tersinmezliği içine alan tersinmez Carnot makinası modeli çerçevesinde Zhou vd. (2005) tarafından bir performans optimizasyonu yapılmıştır. Tüm tersinmezliklerin ve ısı transfer kanununun optimal performans üzerindeki etkileri yapılan detaylı nümerik çalışmayla incelenmiştir.

Andresen vd. (1977), iki veya üç ısı kaynağına sahip ısı makinalarının maksimum güç ve maksimum verimi üzerinde sürtünme, ısı direnç ve ısı kaçaklarının etkisini incelemiştir. Gordon ve Huleihil (1991), Maksimum güç şartlarında çalışan ve tersinmezlikleri sadece ısı geçişi ve sürtünmeden kaynaklanan ve ısı alışverişinin izotermal olmadığı (sabit hacim, sabit basınç veya politropik) ısı makinaları için bir performans analizi yapmışlardır. Sürtünme kayıplarının makinanın güç-verim karakteristiği üzerindeki etkisini incelemişlerdir.

Göktun vd. (1993), hem sıcak hem de soğuk ısı kaynağı tarafında radyasyon ısı transferi kanununu dikkate alarak, ısı verim ile dış tersinmezlik parametresi arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Soğuk kaynak tarafındaki ısı transfer alanındaki artışın sıcak kaynak tarafındaki artışa göre ısı verimi daha fazla iyileştirdiği çalışmanın önemli bir sonucu olarak vurgulanmıştır. Bu çalışma Göktun (1996) tarafından modele iç tersinmezlik parametreleri de

ilave edilerek genişletilmiştir. Wu ve Kiang (1992), tersinmez Carnot ısı makinasının iç tersinmezliğini “çevrim tersinmezlik parametresi” adı verilen tek bir parametre ile karakterize ederek performans optimizasyonuna önemli basitlikler getirmişlerdir.

Chen (1996), ısı transferinin radyasyonla gerçekleştiği tersinmez Carnot çevriminin maksimum özgül güç şartlarındaki ısı verimini ve buna karşılık gelen optimum iş akışkanı sıcaklıkları ile optimum ısı transfer alanlarını belirlemiştir.

Özkaynak (1995), güneş enerjisi kaynaklı tersinmez bir ısı makinasının, yüksek sıcaklıklı ısı kaynağından radyasyonla ve düşük sıcaklıktaki kaynağa konveksiyonla ısı transferi olması durumunda maksimum güç kriterine dayalı olarak bir performans analizi gerçekleştirmişlerdir. Maksimum güç şartlarında dış tersinmezlik parametresinin 0.5’ten küçük olması gerektiği belirlenmiş ve ayrıca iç tersinmezlik parametresinin maksimum güç ve ısı verim üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Ait-Ali (1995), iç ve dış tersinmezliğe sahip genel bir ısı makinası modeline dayalı olarak maksimum güç ve maksimum ısı verim yönünden bir optimizasyon çalışması yapmıştır. Optimum şartlarda düşük sıcaklık tarafındaki kondenserin ısı geçirgenliğinin, yüksek sıcaklık tarafındaki kazanın ısı geçirgenliğinden daha büyük olması gerektiği vurgulanmıştır.

Bejan (1999), alışılmış termodinamik optimizasyon tekniğine alternatif optimizasyon teknikleri üzerinde çalışmıştır. Bu çalışma boyut kısıtları altında termodinamik performansı artırmayı veya bazı termodinamik kısıtlar altında ısı sistemlerin boyutlarını azaltmayı hedeflemektedir. Her iki optimizasyon yaklaşımının da aynı tasarım parametrelerine ulaştığı gözlemlenmiştir.

Salah El Din (2001), sonlu kapasitede değişken sıcaklıklı ısı kaynakları ile ısı transferi yapan tersinmez Carnot çevriminin performansını maksimum güç yönünden incelemiş ve maksimum güç şartlarındaki ısı verimin, ısı değiştiricilerine girişteki akışkan sıcaklıkları ile ilişkilerini araştırmıştır.

Gordon ve Huleihil (1992); Andresen vd. (1977), Bejan (1988) ve Pathria’nın (1993) çalışmalarını genişleterek, ısı kaçaklarının performansa olan etkilerini farklı ısı makinası (Brayton ve Rankine çevrimi, termoelektrik jeneratörler) modelleri için incelemiştir. Bu çerçevede güç-verim ilişkilerini ve bunların üst sınırlarını belirlemiştir.

Chen (1994) ve Chen vd. (1996); Wu ve Kiang (1992) tarafından tersinmez Carnot ısı makinası için yapılan çalışmayı ısı kaçağının etkisini de dikkate alarak genişletmişlerdir. Chen vd. (1997); Bejan’ın (1988) çalışmasında göz önüne aldığı iç tersinir Carnot ısı

makinası modeline ısı kaçaklarını ilave ederek maksimum güç ve maksimum verim koşullarını incelemişlerdir. Bu çerçevede güç üretimi ile ısı verim arasındaki fonksiyonel ilişki belirlenerek, güç ve ısı verim yönünden optimal tasarım bölgesi belirlenmiştir.

De Vos (1985), farklı ısı transferi kanunlarını içeren genel bir ısı transfer modeline dayalı olarak iç tersinir ısı makinalarının maksimum güç şartlarındaki ısı verimini incelemiştir. Moukalled vd. (1995) ve (1996); De Vos'un (1985) modelini ısı kaçağı tersinmezliklerini de göz önüne alarak genişletmişlerdir. Bu bağlamda maksimum güç koşullarındaki ısı verimin, ısı kaynakları ve iş akışkanı arasındaki ısı transfer katsayıları oranı, soğuk ve sıcak kaynak sıcaklıkları oranı ve ısı kaçağının fonksiyonu olarak değişimini incelemişlerdir.

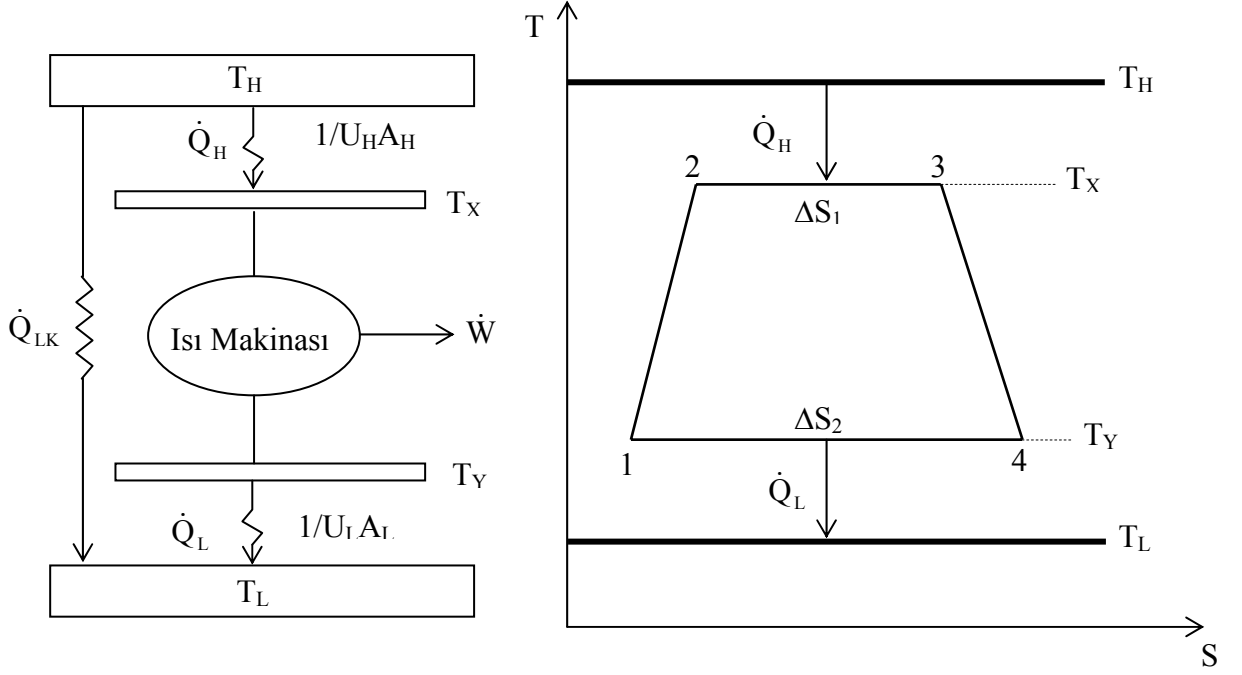
Maksimum güç kriterine dayalı performans analizleri, ısı makinası boyutlarını dikkate almamaktadır. Makina boyutlarını da termodinamik performansla birlikte göz önüne almak amacı ile Şahin vd. (1995), maksimum güç yoğunluğu (MPD) adında yeni bir performans kriteri ortaya koymuştur. Bu kriter gücün maksimum çevrim hacmine oranı şeklinde tanımlanmıştır. Şahin vd. (1996), bu kriteri kullanarak iç tersinir Carnot ısı makinası için bir performans analizi gerçekleştirmişlerdir ve maksimum güç yoğunluğu şartlarındaki ısı verimin maksimum güç şartlarındaki ısı verimden daha büyük olduğunu göstermişlerdir. Kodal vd. (2000), tersinmez Carnot ısı makinaları için maksimum güç ve maksimum güç yoğunluğu kriterlerine dayalı olarak mukayeseli bir performans analizi gerçekleştirmiştir. Modellerinde ısı kaçağı tersinmezlikleri de dahil olmak üzere tüm iç ve dış tersinmezlikler dikkate alınmıştır. Maksimum güç yoğunluğu şartlarındaki dizayn parametrelerinin daha küçük ısı makinaları elde edilmesine olanak sağladığı sonuçlardan görülmüştür. Maksimum güç yoğunluğu kriteri maksimum güç kriterine göre yüksek ısı verim avantajı sağlamaktadır. Ancak bu yüksek ısı verim avantajı ısı kaçakları ve iç tersinmezliklerin artışıyla azalmaktadır.

Angulo Brown (1991), Yan (1993), Arias-Hernandez ve Angulo Brown (1997), Cheng ve Chen (1997), Angulo-Brown vd. (1999), Yan, (2001); Angulo Brown ve Arias-Hernandez, (2001) ve Angulo Brown vd. (2002) ve Chen vd. (2004) iç tersinir ve tersinmez Carnot ısı makinası modellerine dayalı olarak ekolojik performans analizleri ve optimizasyon çalışmaları yapmışlardır (bu çalışmalar Bölüm 1'de özetlenmiştir). Aşağıda tersinmez Carnot ısı makinası modeli için, Bölüm 1'de tanımladığımız ve önerdiğimiz ECOP performans kriteri ile literatürde yer alan ekolojik performans kriterine dayalı mukayeseli bir performans analizi ve optimizasyonu sunulmuştur.

2.2 Tersinmez Carnot Isı Makinası Modelinin ECOP Kriterine Dayalı Performans

Analizi ve Optimizasyonu

Göz önüne alınan tersinmez Carnot çevrim modeli ve T-S diyagramı Şekil 2.1’de görülmektedir. Model kaynaklarla iş akışkanı arasındaki ısı geçişi, kaynaklar arasındaki ısı kaçağı ve iç tersinmezlikleri içerdiğinden, gerçek ısı makinalarının performans analizleri için uygun bir model olarak düşünülebilir.



Şekil 2.1 Tersinmez ısı makinası modeli ve T-S diyagramı

Lineer ısı transfer kanununa göre, ısı kaynakları ile iş akışkanı arasındaki ısı transferleri aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\dot{Q}_H = U_H A_H (T_H - T_X) \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_L = U_L A_L (T_Y - T_L). \quad (2.2)$$

Burada U_H ve A_H sıcak ısı kaynağıyla ısı makinası arasındaki ısı değiştiricisinin sırasıyla toplam ısı transfer katsayısı ve ısı transfer alanıdır ve T_X sıcak iş akışkanı sıcaklığı olmaktadır. U_L ve A_L ise soğuk ısı kaynağıyla ısı makinası arasındaki ısı değiştiricisinin sırasıyla toplam ısı transfer katsayısı ve ısı transfer alanıdır ve T_Y soğuk iş akışkanı sıcaklığı olmaktadır. Bejan (1988)’in lineer modeli kullanılarak T_H sıcaklığındaki sıcak kaynaktan T_L sıcaklığındaki soğuk kaynağa olan ısı kaçağı değeri

$$\dot{Q}_{LK} = C_I (T_H - T_L) = \xi UA (T_H - T_L) \quad (2.3)$$

olmaktadır. C_I ısı makinasının iç ısıl geçirgenlik parametresi, UA ise ısı değiştiricilerinin toplam ısı transfer geçirgenliğini göstermektedir ve sabit olarak kabul edilmiştir. Yani,

$$U_H A_H + U_L A_L = UA = \text{sabit} . \quad (2.4)$$

ξ ise iç ısıl geçirgenlik katsayısının toplam ısı transfer geçirgenliğine göre yüzdesini göstermektedir. ($\xi = C_I / UA$). Ayrıca bir ısıl geçirgenlik paylaşım oranı (x) tanımlayarak, $U_H A_H$ ve UA arasında ilişki

$$U_H A_H = xUA , \quad (2.5)$$

şeklinde kurulur ve yine benzer şekilde $U_L A_L$ ile UA arasında ilişki

$$U_L A_L = (1 - x)UA \quad (2.6)$$

olarak elde edilir. Burada x ısıl geçirgenlik paylaşım oranıdır. Sıcak kaynaktan transfer edilen toplam ısı miktarı

$$\dot{Q}_{HT} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_{LK} = UA[x(T_H - T_X) + \xi(T_H - T_L)] \quad (2.7)$$

olarak yazılır ve soğuk kaynağa transfer edilen toplam ısı miktarı ise

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_{LK} = UA[(1 - x)(T_Y - T_L) + \xi(T_H - T_L)] \quad (2.8)$$

şeklinde ifade edilir. Termodinamiğin birinci kanununa göre ısı makinasının güç çıkışı

$$\dot{W} = \dot{Q}_{HT} - \dot{Q}_{LT} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = UA[x(T_H - T_X) - (1 - x)(T_Y - T_L)] \quad (2.9)$$

olur. Tersinmez bir çevrim için termodinamiğin ikinci kanununa göre,

$$\oint \frac{\delta \dot{Q}}{T} = \frac{\dot{Q}_H}{T_X} - \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} < 0 \quad (2.10)$$

olmalıdır. Denklem (2.10)'daki ikinci kanun ifadesi aşağıdaki gibi düzenlenebilir

$$\frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - I_{AS} \frac{\dot{Q}_H}{T_X} = 0 \text{ ile } I_{AS} \geq 1 \quad (2.11)$$

burada iç tersinmezliğin derecesini gösteren I_{AS} , iç tersinmezlik parametresi (Chen vd., 1999; Durmayaz vd., 2004) aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$I_{AS} = \frac{S_4 - S_1}{S_3 - S_2} \quad (2.12)$$

Denklem (2.1), (2.2), (2.5) ve (2.6) denklem (2.11)'de yerine konularak ikinci kanun ifadesi,

$$\frac{(1-x)(T_Y - T_L)}{T_Y} - I_{AS} \frac{x(T_H - T_X)}{T_X} = 0. \quad (2.13)$$

şeklinde elde edilir. Çevrimin ısı verim ifadesi

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_{LT}}{\dot{Q}_{HT}}, \quad (2.14)$$

şeklinde yazılabilir ve yapılan sadeleştirmelerden sonra

$$\eta = \frac{1 - I_{AS} T_Y / T_X}{1 + \xi(T_H - T_L) / [x(T_H - T_X)]} \quad (2.15)$$

olmaktadır. Isı makinasındaki toplam entropi üretimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_{LT}}{T_L} - \frac{\dot{Q}_{HT}}{T_H} = \frac{(\dot{Q}_L + \dot{Q}_{LK})}{T_L} - \frac{(\dot{Q}_H + \dot{Q}_{LK})}{T_H} \quad (2.16)$$

Angulo-Brown (1991) ve Yan (1993) tarafından ekolojik performans fonksiyonu

$$\dot{E} = \dot{W} - T_0 \dot{S}_g = \left(1 + \frac{1}{\tau}\right) \dot{Q}_H - 2\dot{Q}_L + \left(\frac{1}{\tau} - 1\right) \dot{Q}_{LK} \quad (2.17)$$

olarak tanımlanmıştır. Burada $\tau = T_H / T_L$ ve T_0 çevre sıcaklığı olarak tanımlanarak soğuk kaynak sıcaklığı T_L 'ye eşit olarak alınmıştır. Denklem (2.1), (2.2), (2.3), (2.5) ve (2.6) denklem (2.17)'de yerine yazılınca ekolojik fonksiyon

$$\dot{E} = UA \left[\left(1 + \frac{1}{\tau}\right) x(T_H - T_X) - 2(1-x)(T_Y - T_L) + \xi \left(\frac{1}{\tau} - 1\right) (T_H - T_L) \right] \quad (2.18)$$

şeklinde elde edilmektedir. ECOP (ekolojik performans katsayısı) fonksiyonu güç çıktısının kayıp kullanılabilir enerjiye oranı olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

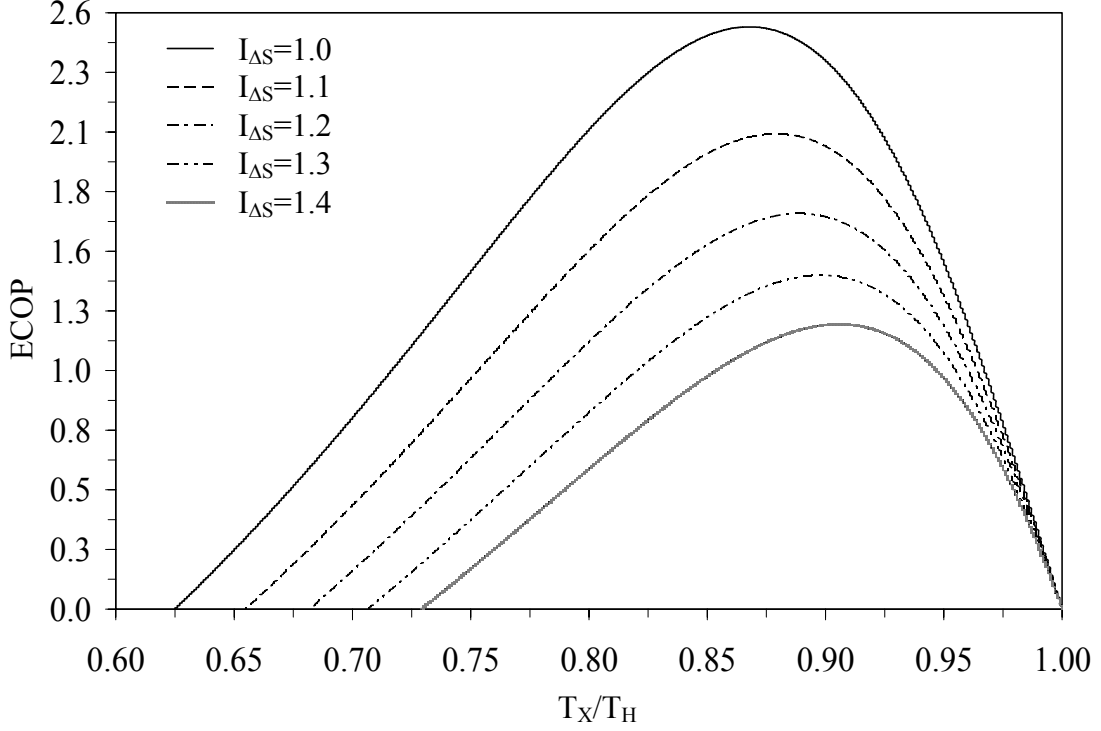
$$ECOP = \frac{\dot{W}}{T_0 \dot{S}_g}. \quad (2.19)$$

Denklem (2.1-9), denklem (2.19)'da kullanılarak ECOP amaç fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir:

$$ECOP = \frac{x(T_H - T_X) - (1-x)(T_Y - T_L)}{(1-x)(T_Y - T_L) - \frac{x(T_H - T_X)}{\tau} + \xi \left(1 - \frac{1}{\tau}\right) (T_H - T_L)} \quad (2.20)$$

Denklem (2.20)'de verilen ECOP fonksiyonunun, ikinci kanun kısıtı altında değişik iç tersinmezlik parametresi için T_X / T_H ile değişimi Şekil (2.2)'de verilmiştir. Şekilden

görülebileceği üzere, verilmiş $I_{\Delta S}$, x ve ξ değerleri için ECOP fonksiyonunu maksimum yapan bir T_X değeri mevcuttur. Böylece denklem (2.20) denklem (2.13)'de verilen ikinci kanun kısıtı altında T_X ve T_Y 'ye göre maksimize edilebilir. Optimizasyon analitik olarak gerçekleştirilmiş ve optimum sonuçlar aşağıdaki gibi bulunmuştur:



Şekil 2.2 ECOP amaç fonksiyonunun değişik $I_{\Delta S}$ değerleri için, T_X/T_H ile değişimi ($T_H=1200$ K, $T_L=300$ K, $x=0.5$, $\xi=0.02$)

$$\frac{T_X^*}{T_H} = \left[1 + \frac{(1-x)A(B-1)}{I_{\Delta S}x(1+AB)} \right]^{-1}, \quad (2.21)$$

$$\frac{T_Y^*}{T_L} = \frac{1+AB}{1+A} \quad (2.22)$$

burada,

$$A = \frac{(\tau-1)\xi I_{\Delta S}x}{(1-x)[\tau x + (\tau-1)\xi]}, \quad (2.23)$$

$$B = \sqrt{\frac{\tau}{I_{\Delta S}} + \frac{x(1-x)(\tau-I_{\Delta S})\tau}{[x(I_{\Delta S}-1)+1](\tau-1)I_{\Delta S}\xi}}, \quad (2.24)$$

ifadeleri sonuçları daha sade ifade edebilmek için tanımlanmıştır.

Denklem (2.21) ve (2.22) denklem (2.20)'de yerine yazarak, maksimum ekolojik performans katsayısını aşağıdaki gibi elde edebiliriz:

$$ECOP_{\max} = \frac{C - D}{D - \frac{C}{\tau} + \xi \left(1 - \frac{1}{\tau}\right)^2}, \quad (2.25)$$

burada

$$C = \frac{x}{1 + [I_{\Delta S} x(1 + AB)] / [(1 - x)A(B - 1)]}, \quad (2.26)$$

$$D = \frac{(1 - x)A(B - 1)}{(1 + A)\tau}, \quad (2.27)$$

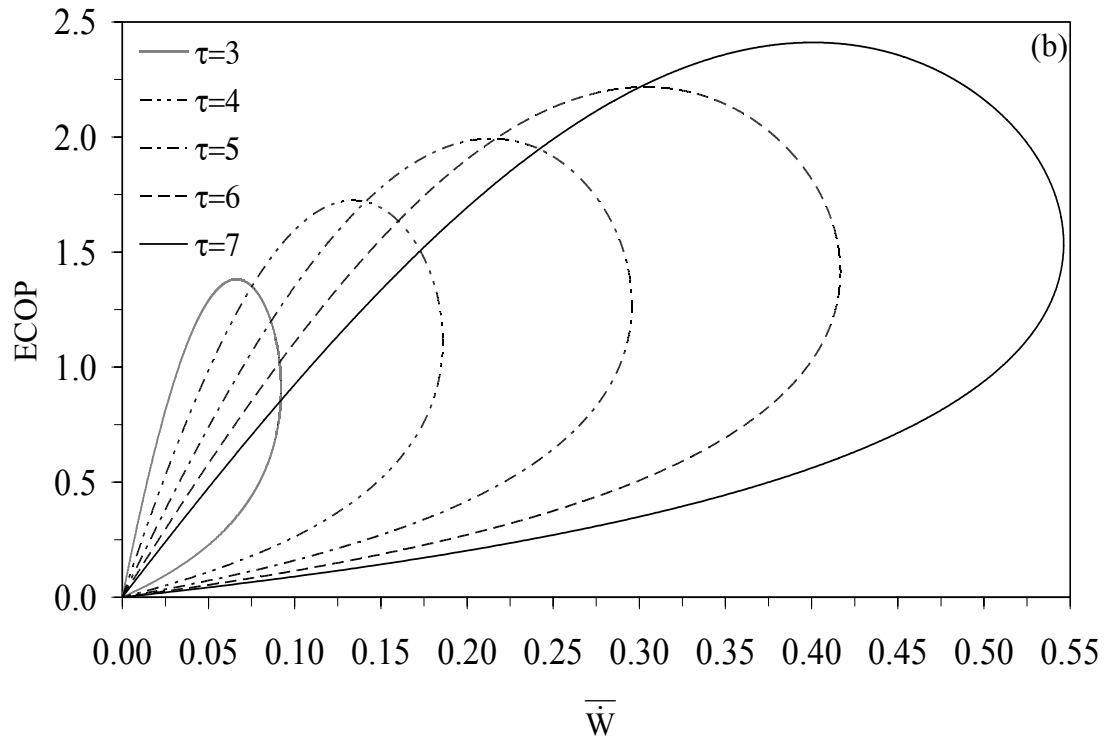
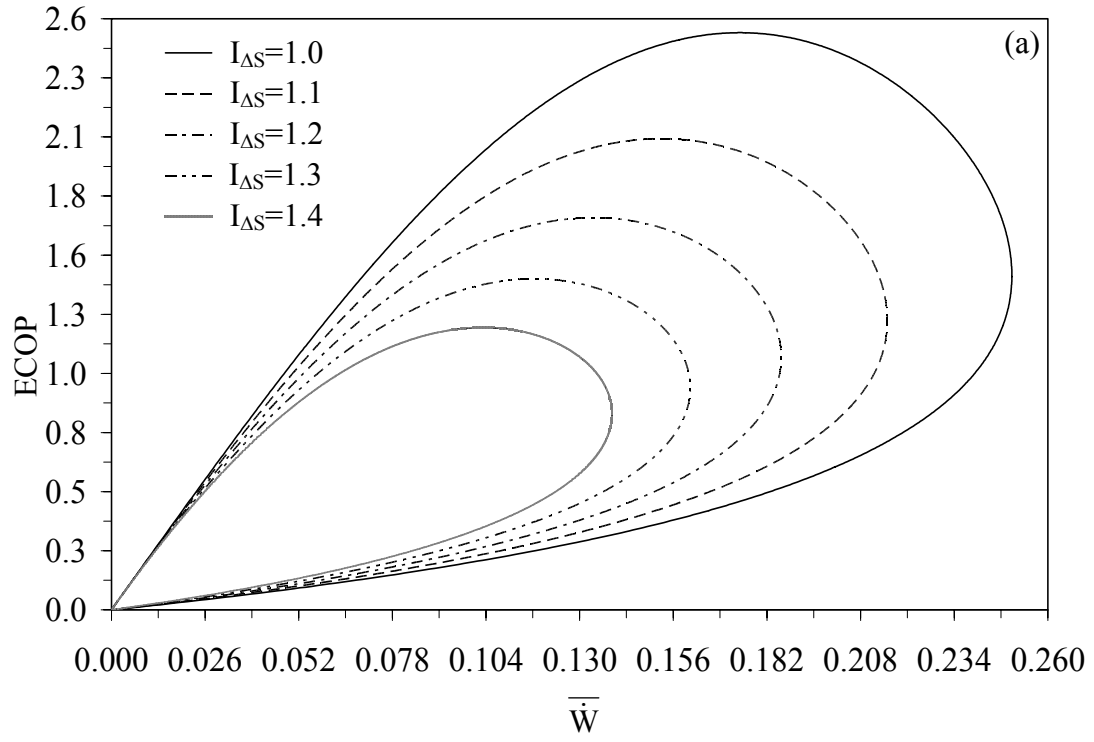
sonuçların sadeliği için tanımlanmıştır. Benzer şekilde denklem (2.21) ve (2.22) denklem (2.9) ve (2.15)'de yazılarak maksimum ECOP fonksiyonu şartlarındaki güç çıktısı ve ısı verim sırasıyla şu şekilde edilir:

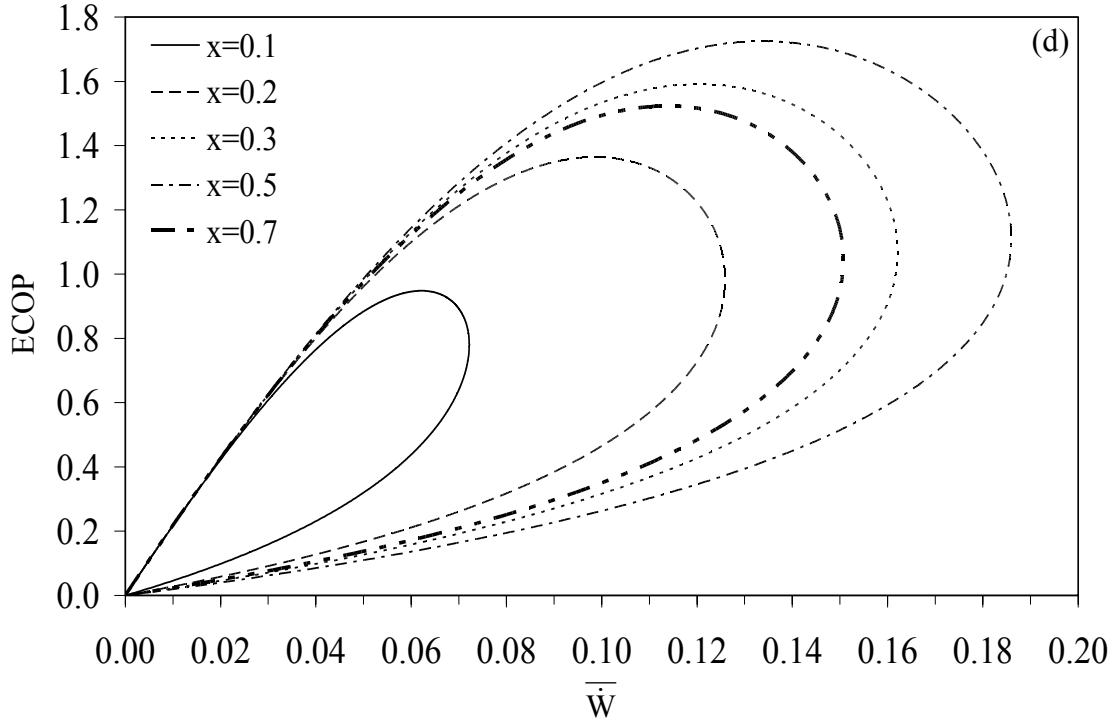
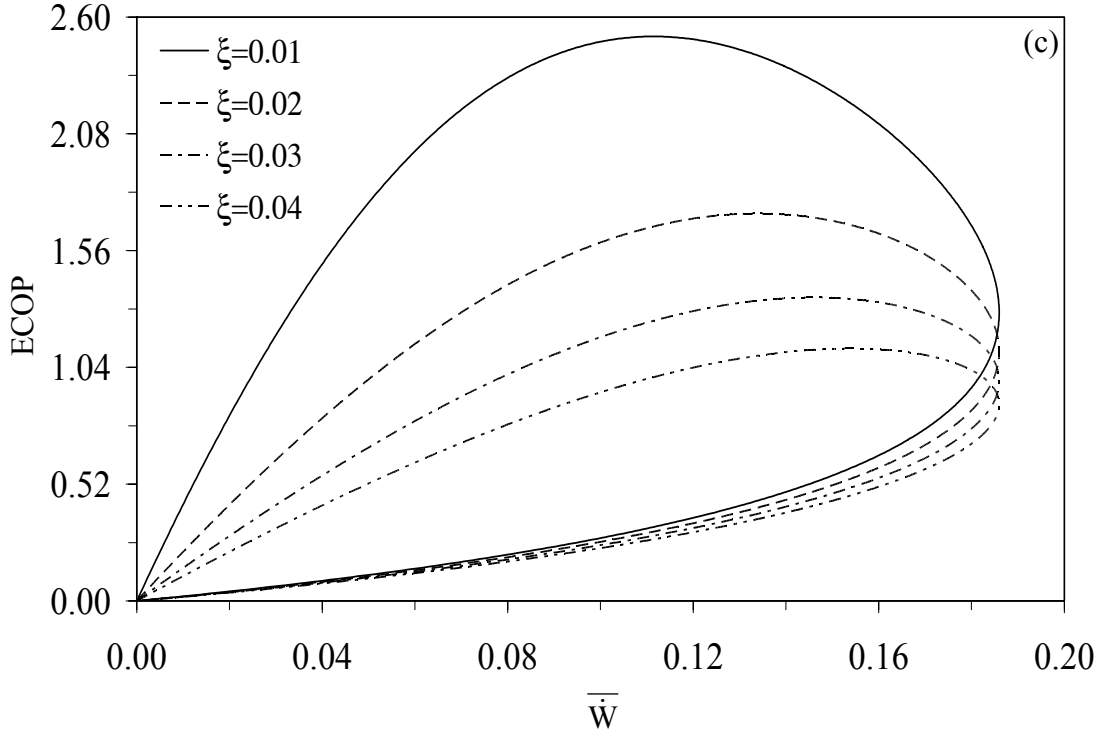
$$\dot{W}^* = UAT_H(C - D), \quad (2.28)$$

$$\eta^* = \frac{C - D}{C - \xi \left(1 - \frac{1}{\tau}\right)} \quad (2.29)$$

2.3 Sonuçlar ve Tartışma

ECOP fonksiyonunun boyutsuz güç ifadesi ($\bar{W} = \dot{W} / UAT_L$) ile değişimi, değişik $I_{\Delta S}$, τ , ξ ve x değerleri için Şekil 2.3'de gösterilmiştir. $I_{\Delta S}$ ile ξ 'daki artış ve τ 'nın azalışıyla performans eğrilerinin küçüldüğünü Şekil 2.3 (a), (b) ve (c)'den görmekteyiz. Ayrıca, Şekil 2.3'den ECOP fonksiyonu ile güç çıktısının farklı maksimum değerlere sahip olduğu ve bu maksimum değerlerin artan $I_{\Delta S}$ ve azalan τ değerleriyle önemli ölçüde azaldığı da görülür. $I_{\Delta S}$ arttıkça ve τ azaldıkça; maksimum ECOP şartlarındaki güç çıktısı ($\dot{W}^*$) ve maksimum güç ($\dot{W}_{\max}$) değerleri azalmakta ve birbirlerine yaklaşmaktadır. Dikkat edilmelidir ki, maksimum güç çıktısı ξ değerinden bağımsız olmakla beraber maksimum ECOP değerleri artan ξ değerleri ile azalmaktadır (Şekil 2.3 (c)). Performans eğrileri, ısıl geçirgenlik paylaşım oranı x arttıkça ileri ve yukarıya doğru hareket etmekte, ancak belli bir noktadan sonra geri dönmektedir. Bu belirli bir x değeri için ECOP fonksiyonunun bir maksimuma sahip olduğunu göstermektedir (Şekil 2.3 (d)). x 'in bu optimum değerinin yaklaşık 0.5 olduğu tespit edilmiştir.

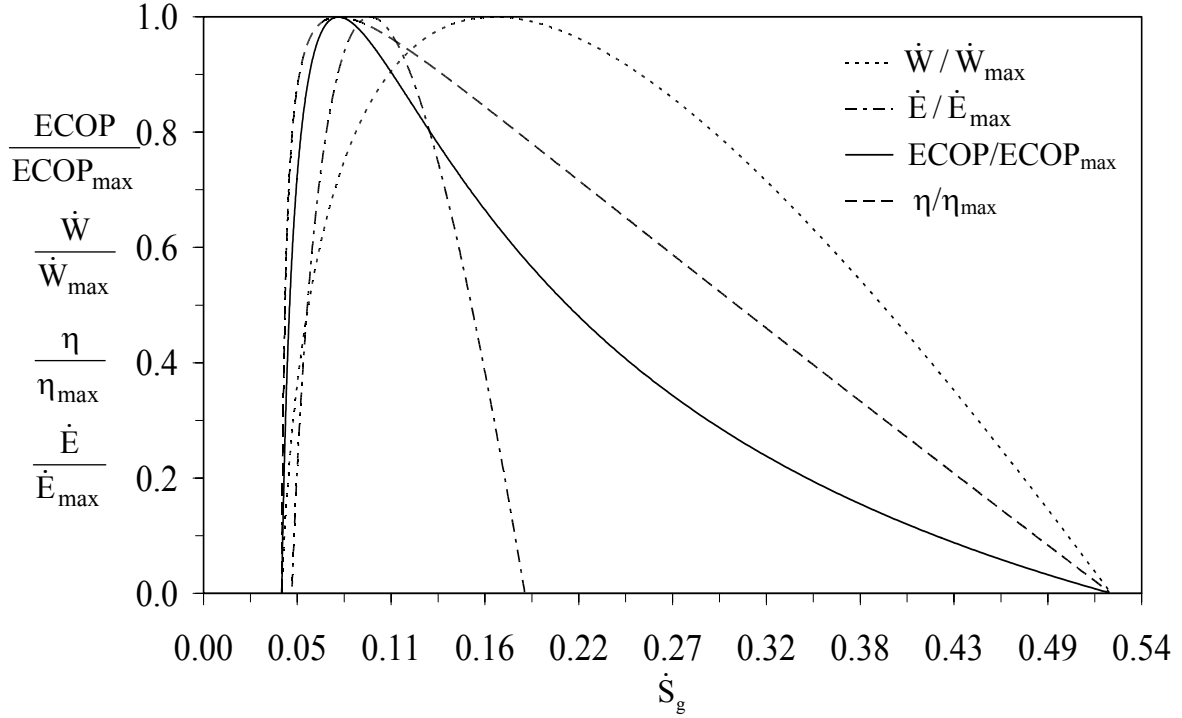




Şekil 2.3 ECOP amaç fonksiyonunun boyutsuz güç çıktısı ile değişik $I_{\Delta S}$ (a); τ (b); ξ (c); ve x (d); değerleri ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H= 1200$ K, $x=0.5$, $\xi=0.02$, $I_{\Delta S}=1.2$)

Şekil 2.4’de normalize edilmiş ECOP, güç çıktısı, ısı verim ve ekolojik performans fonksiyonunun boyutsuz entropi üretimi ($\bar{S}_g = \dot{S}_g / UA$) ile değişimi gösterilmiştir. Bu şekilden elde edilen en önemli sonuç, fonksiyonel formları farklı olmasına rağmen maksimum

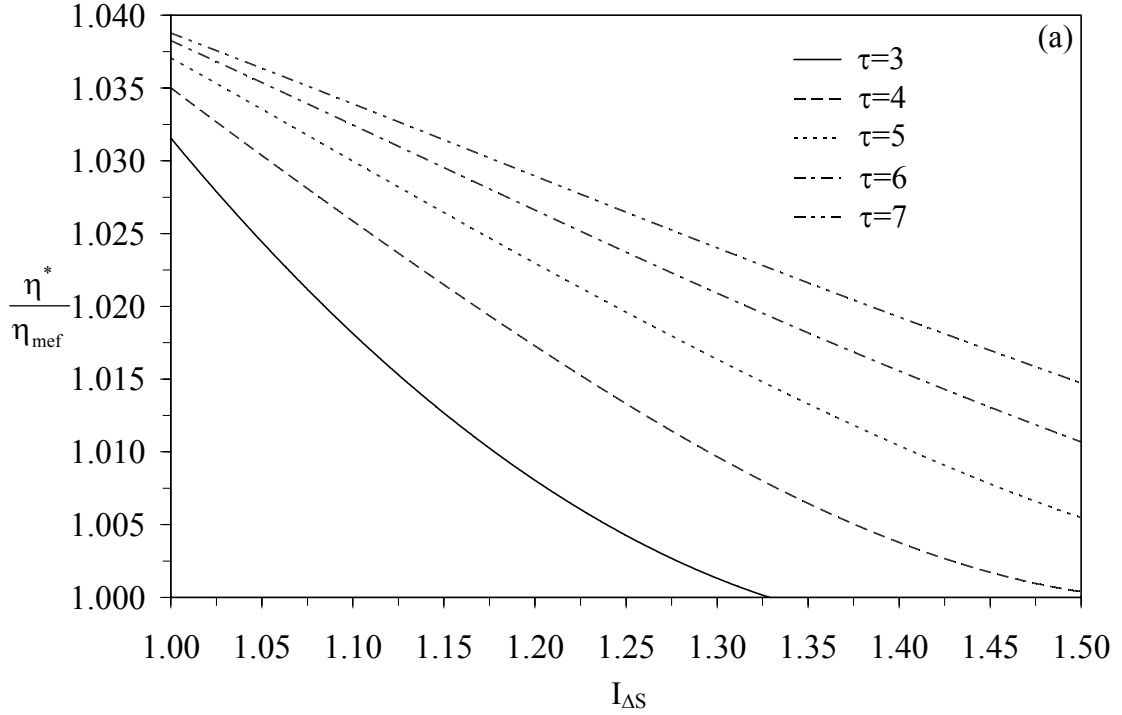
ECOP ve ısı verim şartlarının çakışması olmuştur. Maksimum ECOP ve ısı verim şartları aynı miktar entropi üretimini verirken, diğer yandan entropi üretimi maksimum $\dot{E}$ ve maksimum güç şartlarında daha da fazla olmaktadır. Maksimum ECOP ve ısı verim şartlarından aynı performans değerlerinin elde edilmesi, beklenen ve mantıklı bir sonuçtur. Çünkü belirli bir güç değeri için maksimum ısı verim şartları minimum yakıt tüketimi ve buna bağlı olarak minimum çevre kirliliğine neden olur. Maksimum ECOP şartlarının, maksimum ısı verim şartlarıyla çakışması tanımlanmış olan ekolojik amaç fonksiyonunun (ECOP) çevresel etkileri doğru olarak değerlendirdiğini göstermektedir. Maksimum ECOP ve ısı verim şartlarındaki performans parametrelerinin T_X^* , T_Y^* , $\dot{W}^*$ ve $\eta^* = \eta_{\max}$ analitik olarak aynı olduğunu görmekteyiz.

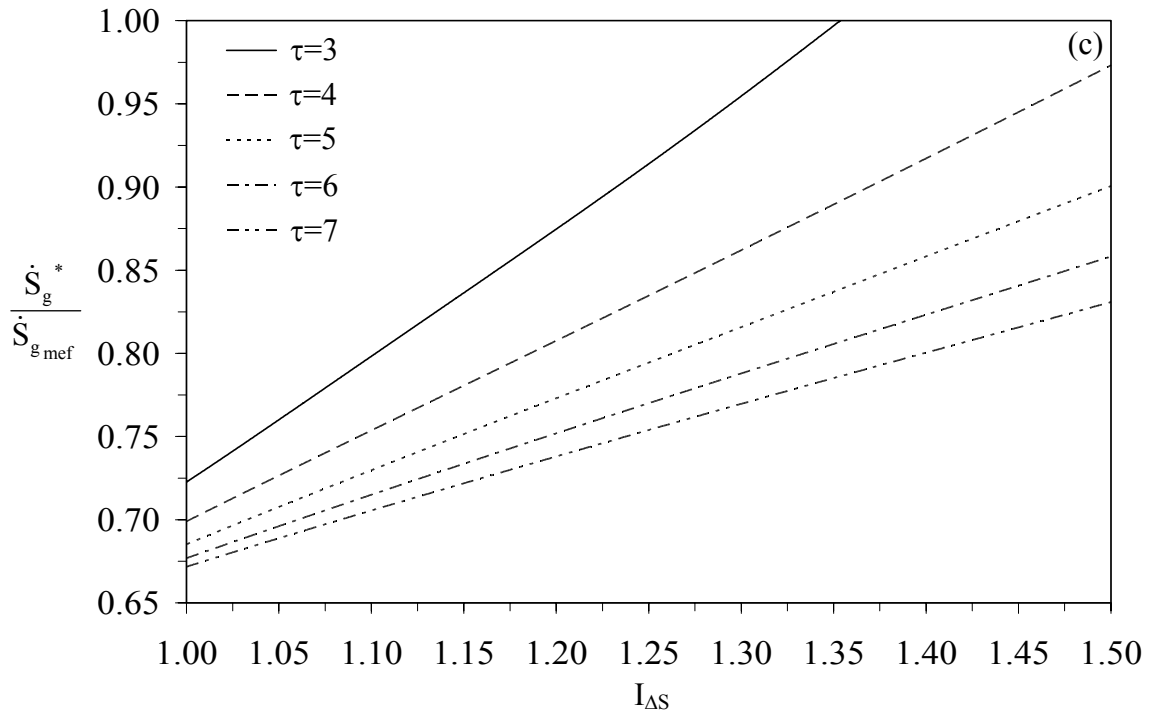
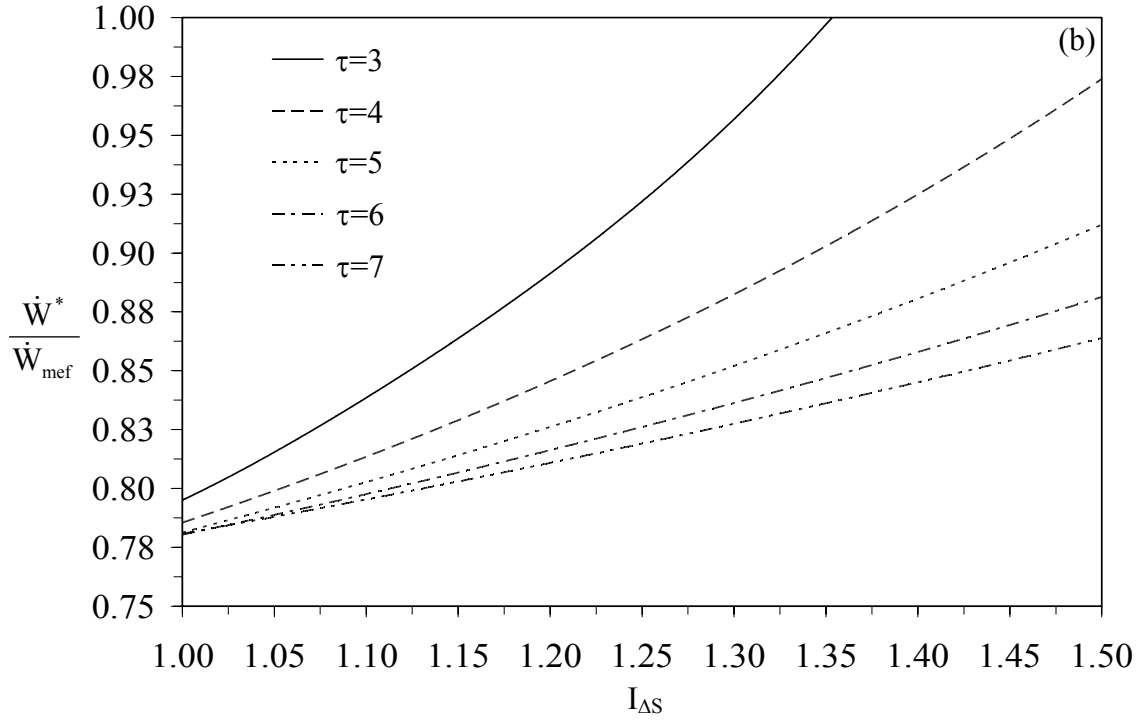


Şekil 2.4 Normalize edilmiş ECOP, güç çıkışı, ısı verim ve ekolojik performans fonksiyonunun entropi üretimi ile değişimi ($T_H=1200$ K, $T_L=300$ K, $I_{\Delta S}=1.2$, $x=0.5$, $\xi=0.02$)

ECOP fonksiyonu ile ısı verim, optimum termodinamik şartlar yönünden aynı sonuçları vermelerine rağmen farklı anlamları içermektedir. ECOP fonksiyonu belirli bir miktar gücü üretirken oluşacak entropi üretimi (kayıp kullanılabilir enerji) hakkında bilgi verirken, ısı verim ise aynı miktar gücü üretmek için gerekli yakıt tüketimi hakkında bilgi vermektedir. Şekil (2.5)'de maksimum ECOP ve maksimum $\dot{E}$ şartlarındaki optimal performans oranlarının değişik τ değerleri için, iç tersinmezlik parametresi $I_{\Delta S}$ ile değişimi verilmiştir. Şekil 2.5 (a)'da optimal ısı verimlerin mukayesesi gösterilmiştir. Maksimum ECOP şartlarındaki ısı verim (η^*), maksimum $\dot{E}$ şartlarındaki ısı verimden (η_{mef}) daha büyüktür.

Ancak maksimum ECOP şartlarındaki bu ısı verim avantajı artan $I_{\Delta S}$ ve azalan τ değerleriyle azalmaktadır. Şekil 2.5 (b)'de optimal güç çıktıların mukayesesi verilmiştir. Maksimum ECOP şartlarındaki güç değeri ($\dot{W}^*$), maksimum $\dot{E}$ şartlarındaki güç çıktısından ($\dot{W}_{mef}$) daha küçüktür. Ancak $I_{\Delta S}$ değerindeki artışla ve τ değerindeki azalmasıyla optimal güç değerleri birbirlerine yaklaşmaktadır. Maksimum ECOP ve $\dot{E}$ fonksiyonu şartlarındaki entropi üretimlerinin mukayesesi Şekil 2.5 (c)'de gösterilmiştir. Maksimum ECOP şartları ($\dot{S}_g^*$), maksimum $\dot{E}$ fonksiyonu şartlarına ($\dot{S}_{g,mef}$) nispeten oldukça düşük entropi üretimi sağlamaktadır. Ancak ECOP şartlarının bu avantajı artan $I_{\Delta S}$ ve azalan τ değerleriyle düşüş göstermektedir.





Şekil 2.5 Maksimum ECOP ve ekolojik performans fonksiyonundaki optimal şartların ısı verim (a); güç çıktısı (b); ve entropi üretimi (c); değişik τ değerleri için $I_{\Delta S}$ ile değişimi ($T_L=300$ K, $\xi=0.02$, $x=0.5$)

3. SONLU ZAMAN TERMODİNAMIĞI TEORİSİNE DAYALI OLARAK GAZ TÜRİNLERİNİN TERMOEKOLOJİK PERFORMANS OPTİMİZASYONU

3.1 Rejeneratörsüz Joule-Brayton Isı Makinası İçin Yapılan Performans Analizi ve Optimizasyon Çalışmaları

Gaz türbinli güç tesislerinin termodinamik temelini oluşturan Brayton çevrimine yönelik olarak farklı kriterlere dayalı çok sayıda optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu çevrimle ilgili yapılmış olan önemli çalışmaların bir kısmı burada özetlenmeye çalışılmıştır. James Joule, 1851 tarihinde yaygın olarak kullanılan buhar makinasının yerini alacak, iş akışkanı olarak hava kullanarak güç üreten bir motor önermiştir (Joule, 1963 ve Leff, 1987). Motor gücü piston silindir mekanizması ile üretilmektedir. Motor içerisinde atmosfer koşullarındaki hava adyabatik olarak sıkıştırılmakta, dış ısı kaynağıyla sabit basınçta ısıtılmakta, genişlerken pistonu güç aktarmakta ve atmosfere atılmaktadır. George Brayton, Joule'den yaklaşık 20 yıl sonra aynı çevrim modeline dayalı pistonlu içten yanmalı bir motor tasarlamıştır. Isıl verimi % 7 dolayında olan motor diğerleri ile rekabetten uzaktır. Bunun üzerine, hava emme ve egzoz bölümlerinden vazgeçilerek iki sabit basınç ve iki izentropik prosesten oluşan ideal çevrim haline getirilmiştir. Çevrim, yanmanın sürekli olduğu gaz türbinli tesislerin ideal modeli haline gelmiştir. Brayton çevrimi ya da Joule çevrimi ya da daha doğru biçimi ile Joule-Brayton (JB) çevrimi olarak adlandırılır. İç tersinir JB çevriminin ısıl veriminin ısı değiştiricilerdeki toplam ısıl geçirgenliğin sıcak ve soğuk kaynak tarafındaki paylaşımına bağlı olmadığı, gücün ise toplam ısıl geçirgenliğin sıcak ve soğuk kaynak tarafı için eşit paylaşıldığında en yüksek değeri aldığı gösterilmiştir (Bejan, 1988). Wu ve Kiang (1990) ve Wu (1991) maksimum güç kriterini kullanarak iç tersinir JB çevriminin performans optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Wu ve Kiang (1991), sıkıştırma ve genişleme proseslerindeki sürtünme kayıplarını da göz önüne alarak iç tersinmez JB çevriminin maksimum güç koşullarını araştırmış ve iç tersinmezliğin güç ve ısıl verim üzerindeki etkileri tartışılmıştır. İbrahim vd. (1991), ısı kaynaklarının ısıl kapasitelerinin sonlu ve sonsuz olması durumlarına göre JB çevrimi için bir güç optimizasyonu yapmışlardır. Tersinmez JB ısı makinasının güç optimizasyonu, ısı kaynakları arasındaki ısı kaçağından ve iş akışkanı ile ısı kaynakları arasındaki sonlu ısıl geçirgenlikten kaynaklanan tersinmezlikler dikkate alınarak Cheng ve Chen (1997) tarafından yapılmıştır. Komponentlerin veriminin % 100'den küçük olması durumunda (iç tersinmez JB), sıcak taraftaki ısı değiştiricisi ısıl iletkenliğinin iki ısı değiştiricinin toplam ısıl iletkenliğine oranının optimal şartlarda 0.5'den küçük olması gerektiğini göstermişlerdir. Komponentlerin veriminin % 100 olması durumunda (içtersinir

JB) ise, Bejan'ın (1988) da çalışmasında gösterdiği gibi optimum oran 0.5 olarak elde edilmiştir. Blank (1999), açık çevrimli ve sonlu kapasitedeki sıcak ısı kaynağına sahip JB çevrimine dayalı bir performans analizi yapmıştır. Bu çerçevede maksimum güç şartlarında optimum basınç oranı ve sıcaklık limitleri tespit edilmiştir. Gandhidasan (1993), güneş enerjisi kaynaklı kapalı JB çevrimine göre çalışan gaz türbinli tesisler için bir analiz gerçekleştirerek maksimum ısı verim için optimum basınç oranını belirlemiştir. Sonsuz ısı kapasiteye sahip iki ısı kaynağı arasında çalışan ara soğutmalı iç tersinir JB çevriminin, maksimum güç ve maksimum verimi üzerindeki ara soğutmanın etkisi Cheng ve Chen (2000) tarafından ele alınmıştır. Ara soğutmalı iç tersinir JB çevriminin maksimum güç çıktısının, ara soğutmasız iç tersinir çevrime göre daha yüksek olduğu gösterilmiştir. Vecchiarelli vd. (1997), gaz türbinlerinde ısınn hem sabit basınçta hem de sabit sıcaklıkta verilmesi varsayımına dayalı olarak bir performans analizi yapmışlardır. Sabit sıcaklıkta ilave olarak verilen ısınn, ısı verimde % 4'ün üzerinde bir artış sağladığı gösterilmiştir.

Şahin vd. (1995) ısı makinalarının performans optimizasyonunun maksimum güç yoğunluğu (MPD) olarak adlandırdıkları bir kritere göre yapılmasının hem performans hem de boyut açısından daha uygun olacağını JB ısı makinası modeli çerçevesinde göstermişlerdir. Analizde, tersinir JB ısı makinasının güç yoğunluğu (gücün çevrimdeki en büyük özgül hacme oranı) maksimize edilmiş ve maksimum güç yoğunluğu şartlarındaki optimal tasarım parametreleriyle daha küçük boyutlarla daha yüksek ısı verime ulaşılabilceği gösterilmiştir. Yapılan bu çalışma Şahin vd. (1996) tarafından, JB makinasının kompresör ve türbinindeki tersinmezlikler ve yanma odasındaki basınç kaybı dikkate alınarak genişletilmiştir. Tersinmezliklerin MP ve MPD performansları üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Chen vd. (2001), soğuk ve sıcak taraf ısı değiştiricilerindeki sonlu zaman ısı transferi tersinmezliklerini dikkate alarak, iç tersinir JB çevrimini güç yoğunluğu amaç fonksiyonuna göre optimize etmişlerdir. Bu çalışmada çevrim basınç oranı ve ısı değiştiricileri ısı geçirgenlik dağılımları, toplam ısı değiştiricisi iletkenliği kısıt alınarak optimize edilmiştir. Ayrıca çalışmanın sonuçları, kullanılan modele değişken kaynak sıcaklıkları ilave edilerek yapılan analiz sonuçlarıyla (Chen vd., 2002) mukayese edilmiştir.

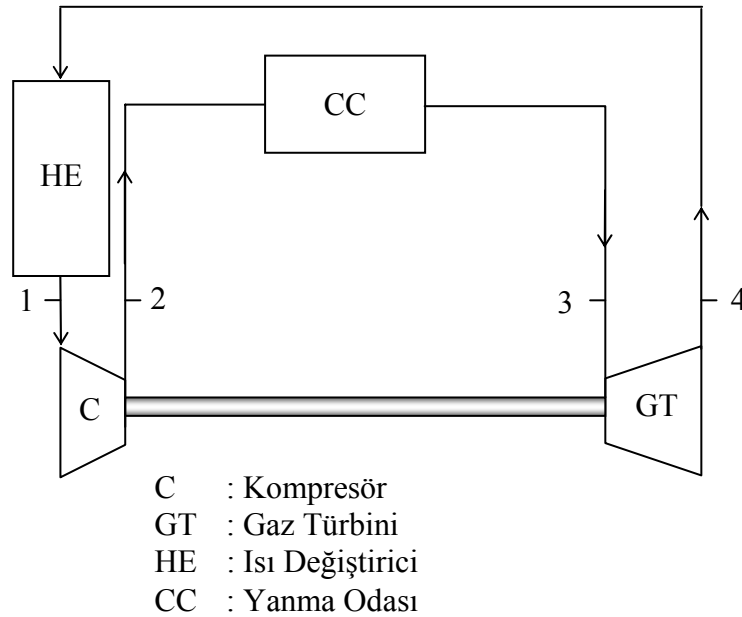
Sonlu zaman termodinamiği teorisi kullanılarak değişken sıcaklıktaki ısı kaynakları arasında çalışan iç tersinir JB çevriminin performansı MPD amaç fonksiyonuna göre Chen vd. (2002) tarafından incelenmiştir. Sıcak ve soğuk taraftaki ısı değiştiricilere ait ısı geçişi tersinmezlikleri dikkate alınarak güç yoğunluğu ile basınç oranı ilişkisi araştırılarak MPD ve MP şartlarına göre elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. MPD şartlarındaki dizayn ile küçük boyut ve yüksek ısı verim elde edilebileceği tekrar gösterilmiştir. Chen vd. (2002), sabit

sıcaklıktaki ısı kaynakları arasında çalışan tersinmez JB çevriminin güç yoğunluğu amacına göre performans analizini yapmışlardır. Sıcak ve soğuk kaynak tarafındaki ısı değiştiricilerinin ısı geçişi tersinmezlikleri, sıkıştırma ve genişleme proseslerindeki sürtünme kayıpları dikkate alınarak güç yoğunluğu ve basınç oranı arasındaki analitik ilişki kurulmuştur. Bazı dizayn parametrelerinin güç yoğunluğu üzerindeki etkileri nümerik örneklerle sunulmuş ve MPD şartlarının avantaj ve dezavantajları değerlendirilmiştir.

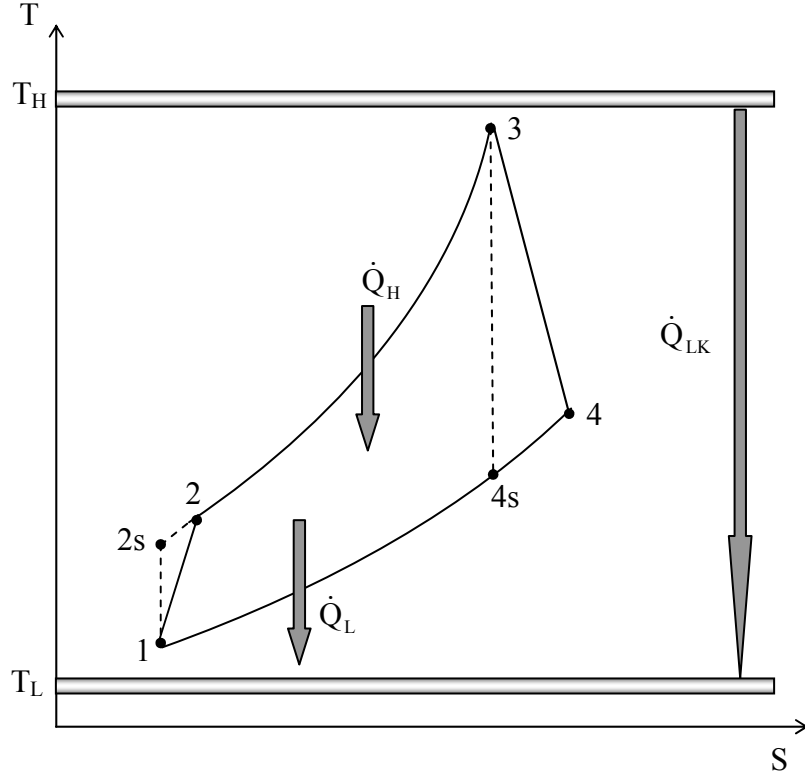
Cheng ve Chen (1998, 1999) ve Huang vd. (2000), klasik JB çevriminin ekolojik performans analizine yönelik olarak iç tersinir ve tersinmez modeller için çalışmışlardır. Tersinmez JB modeli için Bölüm 2’de tanımladığımız ECOP performans kriteri ile literatürde yer alan ekolojik amaç fonksiyonuna dayalı mukayeseli bir performans analizi aşağıda sunulmuştur.

3.1.1 Rejeneratörsüz Tersinmez Joule-Brayton Isı Makinasının ECOP Kriterine Dayalı Performans Analizi ve Optimizasyonu

Tersinmez JB ısı makinasının prensip şeması ve T-S diyagramı Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de verilmiştir. Modelde kullanılan ısı makinası, T_H sıcaklığındaki sıcak ısı kaynağı ile T_L sıcaklığındaki soğuk ısı kaynağı arasında çalışmaktadır. $\dot{Q}_H$, sıcak ısı kaynağından ısı makinasına olan ısı transferi ve $\dot{Q}_L$, ısı makinasından soğuk ısı kaynağına olan ısı transferidir. Burada U_H, U_L ve A_H, A_L sırasıyla sıcak ve soğuk ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştiricilerin toplam ısı transferi katsayısı ile ısı transfer alanı olmaktadır. $\dot{C}_w$, sabit özgül ısıda ideal gaz kabulü ile iş akışkanının ısıl kapasitansı olmaktadır.



Şekil 3.1 Joule-Brayton ısı makinasının prensip şeması



Şekil 3.2 Tersinmez Joule-Brayton ısı makinasının T-S diyagramı

Lineer ısı transferi kanunu kullanılarak,

$$\dot{Q}_H = \dot{C}_w (T_3 - T_2) = \dot{C}_w \varepsilon_H (T_H - T_2) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{C}_w (T_4 - T_1) = \dot{C}_w \varepsilon_L (T_4 - T_L) \quad (3.2)$$

elde edilir. Yukarıdaki denklemlerde yer alan ε_H ve ε_L , sıcak ve soğuk ısı kaynağı tarafındaki karşı akışlı ısı değiştiricilerine ait etkinlik değerleri olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\varepsilon_H = 1 - e^{-N_H} \quad (3.3)$$

$$\varepsilon_L = 1 - e^{-N_L} \quad (3.4)$$

Ayrıca sıcak ve soğuk ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştiricilerine ait ısı transfer birimi sayıları

$$N_H = (U_H A_H) / \dot{C}_w \quad (3.5)$$

$$N_L = (U_L A_L) / \dot{C}_w. \quad (3.6)$$

şeklinde yazılabilmektedir. Lineer ısı transfer modeli kullanılarak, T_H sıcaklığındaki sıcak kaynaktan T_L sıcaklığındaki soğuk kaynağa olan ısı kaçağı miktarı $\dot{Q}_{LK}$, aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q}_{LK} = \dot{C}_1(T_H - T_L) = \xi \dot{C}_W(T_H - T_L) \quad (3.7)$$

burada $\dot{C}_1$, ısı makinasının iç ısıl geçirgenlik parametresini göstermekte ve ξ ise iç ısıl geçirgenlik katsayısının iş akışkanının ısıl kapasite değerine göre yüzdesini göstermektedir ($\xi = \dot{C}_1 / \dot{C}_W$). Sıcak ısı kaynağından transfer edilen toplam ısı miktarı

$$\dot{Q}_{HT} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_{LK} = \dot{C}_W \varepsilon_H(T_H - T_2) + \xi \dot{C}_W(T_H - T_L) \quad (3.8)$$

olarak yazılır ve soğuk ısı kaynağına transfer edilen toplam ısı miktarı ise

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_{LK} = \dot{C}_W \varepsilon_L(T_4 - T_L) + \xi \dot{C}_W(T_H - T_L). \quad (3.9)$$

şeklinde ifade edilir. Termodinamiğin birinci kanununa göre JB ısı makinası tarafından üretilen güç aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{W} = \dot{Q}_{HT} - \dot{Q}_{LT} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{C}_W[\varepsilon_H(T_H - T_2) - \varepsilon_L(T_4 - T_L)] \quad (3.10)$$

Isıl verim ve entropi üretimi ise sırasıyla

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{HT}} = \frac{\varepsilon_H(T_H - T_2) - \varepsilon_L(T_4 - T_L)}{\varepsilon_H(T_H - T_2) + \xi(T_H - T_L)}, \quad (3.11)$$

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_{LT}}{T_L} - \frac{\dot{Q}_{HT}}{T_H} = \dot{C}_W \left[\frac{\varepsilon_L(T_4 - T_L)}{T_L} - \frac{\varepsilon_H(T_H - T_2)}{T_H} + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} \right] \quad (3.12)$$

olmaktadır ve burada $\tau = T_H / T_L$, sıcak ısı kaynağının soğuk ısı kaynağına oranını ifade etmektedir. Denklem (3.1) ve (3.2) kullanılarak

$$T_3 = \varepsilon_H T_H + T_2(1 - \varepsilon_H), \quad (3.13)$$

$$T_4 = \frac{T_1 - \varepsilon_L T_L}{(1 - \varepsilon_L)} \quad (3.14)$$

yazılır. Türbin ve kompresöre ait izentropik verimler

$$\eta_C = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1}, \quad (3.15)$$

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4S}} \quad (3.16)$$

olmaktadır. Denklem (3.15) ve (3.16) yardımıyla

$$T_{2S} = (1 - \eta_C)T_1 + \eta_C T_2, \quad (3.17)$$

$$T_{4S} = T_4 / \eta_T + (1 - 1/\eta_T)T_3 \quad (3.18)$$

elde edilir. Termodinamiğin ikinci kanunu

$$\phi = T_{2S} / T_1 = T_3 / T_{4S} \quad (3.19)$$

şeklinde yazılır. Burada ϕ , JB ısı makinası için izentropik sıcaklık oranı olmaktadır. Denklem (3.17-19) kullanılarak aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{\phi - 1 + \eta_C}{\eta_C} \right) \quad (3.20)$$

$$T_3 = T_1 (1 - \varepsilon_H) \left(\frac{\phi - 1 + \eta_C}{\eta_C} \right) + \varepsilon_H T_H \quad (3.21)$$

Denklem (3.13), (3.14), (3.17), (3.18), (3.20) ve (3.21) denklem (3.19)'da yerine yazılarak,

$$T_1 = \frac{a_1 \phi + a_2}{a_3 \phi^2 + a_4 \phi + a_5} \quad (3.22)$$

elde edilir. Yukarıdaki ifadeyi sadeleştirmek için tanımlanan parametreler aşağıda verilmiştir:

$$a_1 = \varepsilon_H T_H \left(1 - \frac{1}{\eta_T} \right) - \frac{\varepsilon_L T_L}{\eta_T (1 - \varepsilon_L)},$$

$$a_2 = -\varepsilon_H T_H,$$

$$a_3 = \frac{1}{\eta_C} \left(1 - \frac{1}{\eta_T} \right) (\varepsilon_H - 1),$$

$$a_4 = (1 - \varepsilon_H) \frac{1}{\eta_C} + \frac{1}{\eta_T (\varepsilon_L - 1)} + (\varepsilon_H - 1) \left(1 - \frac{1}{\eta_T} \right) \left(1 - \frac{1}{\eta_C} \right),$$

$$a_5 = (1 - \varepsilon_H) \left(1 - \frac{1}{\eta_C} \right).$$

ECOP (ekolojik performans katsayısı) fonksiyonu güç çıktısının kayıp kullanılabilir enerjiye oranı olarak aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$ECOP = \frac{\dot{W}}{T_0 \dot{S}_g} \quad (3.23)$$

Burada T_0 çevre sıcaklığı olarak tanımlanmış ve analizlerde soğuk kaynak sıcaklığı T_L 'ye eşit alınmıştır. Denklem (3.10) ve (3.12) denklem (3.23)'de yerine yazılarak, JB ısı makinası için ECOP fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir:

$$ECOP = \frac{\varepsilon_H(T_H - T_2) - \varepsilon_L(T_4 - T_L)}{T_0 \left[\frac{\varepsilon_L(T_4 - T_L)}{T_L} - \frac{\varepsilon_H(T_H - T_2)}{T_H} + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} \right]} \quad (3.24)$$

Denklem (3.22)'nin, denklem (3.14) ve (3.20)'de kullanılmasıyla elde edilen T_2 ve T_4 sıcaklıkları sırasıyla aşağıda sunulmuştur:

$$T_2 = \frac{(a_1\phi + a_2)}{(a_3\phi^2 + a_4\phi + a_5)} \left(\frac{\phi - 1 + \eta_C}{\eta_C} \right) \quad (3.25)$$

$$T_4 = \frac{(a_1\phi + a_2)}{(1 - \varepsilon_L)(a_3\phi^2 + a_4\phi + a_5)} - \frac{\varepsilon_L T_L}{(1 - \varepsilon_L)} \quad (3.26)$$

Denklem (3.25) ve (3.26) denklem (3.24)'de yerine yazılarak, ECOP amaç fonksiyonu sonunda basit bir matematik ifade olarak aşağıdaki gibi elde edilir:

$$ECOP = \frac{b_1\phi^2 + b_2\phi + b_3}{c_1\phi^2 + c_2\phi + c_3} \quad (3.27)$$

burada,

$$b_1 = a_1a_6 + a_3a_7$$

$$b_2 = a_1a_8 + a_2a_6 + a_4a_7$$

$$b_3 = a_2a_8 + a_5a_7$$

$$c_1 = a_1a_9 + a_3a_{10}$$

$$c_2 = a_1a_{11} + a_2a_9 + a_4a_{10}$$

$$c_3 = a_2a_{11} + a_5a_{10}$$

olmaktadır ve $a_6, a_7, a_8, a_9, a_{10}$ ve a_{11} sadelik sağlamak için tanımlanmış parametrelerdir:

$$a_6 = -\frac{\varepsilon_H}{\eta_C}$$

$$a_7 = \varepsilon_H T_H + \frac{\varepsilon_L T_L}{1 - \varepsilon_L}$$

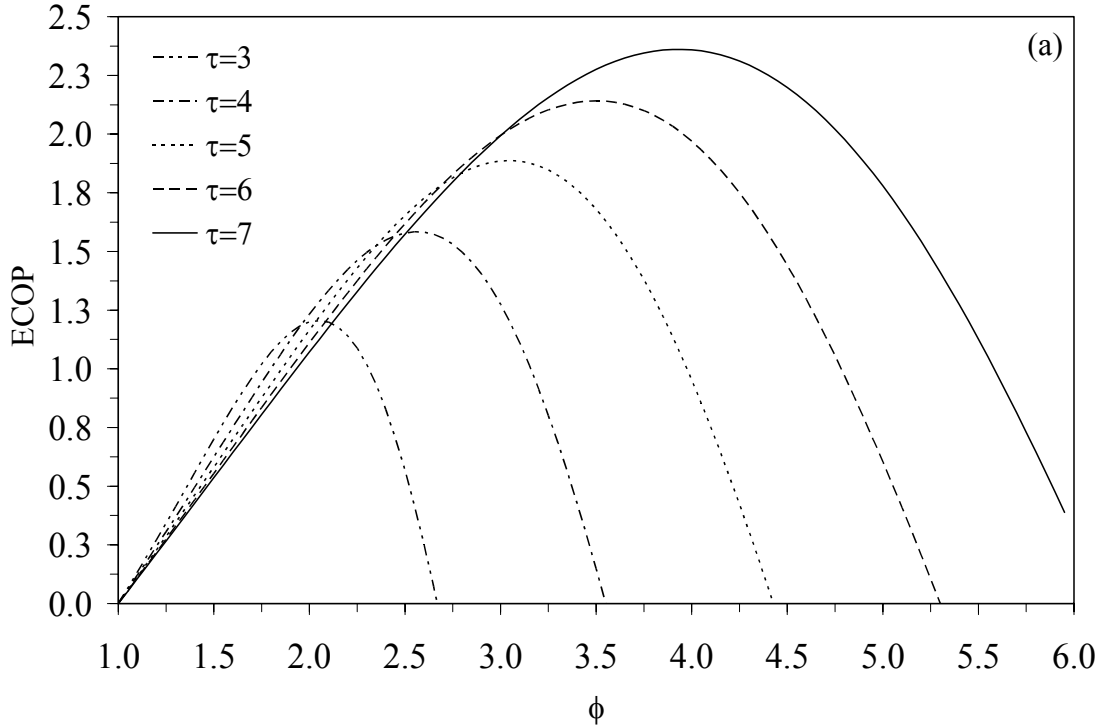
$$a_8 = -\frac{\varepsilon_L}{1-\varepsilon_L} - \varepsilon_H \left(1 - \frac{1}{\eta_C}\right)$$

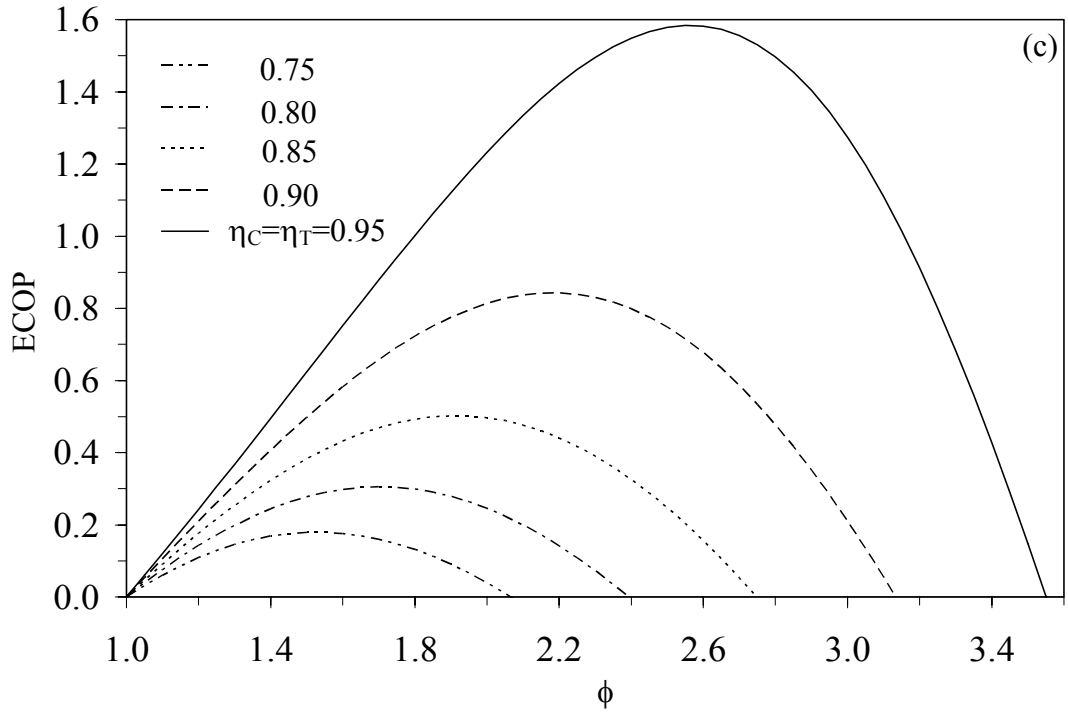
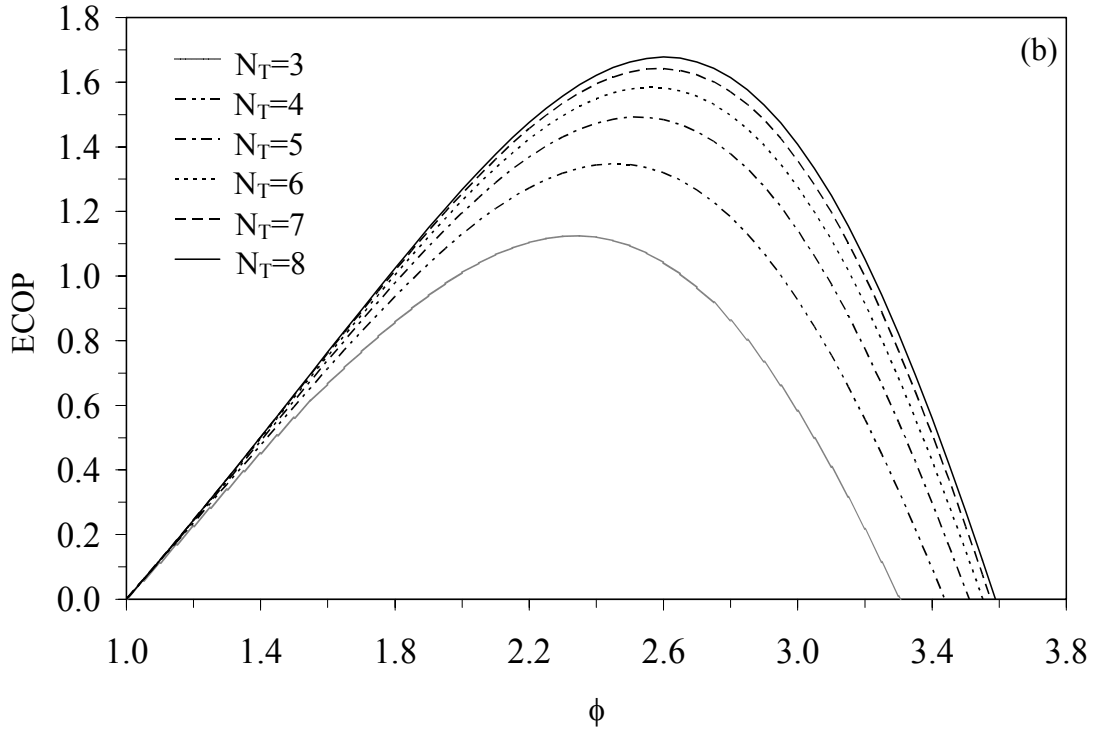
$$a_9 = \frac{T_0 \varepsilon_H}{T_H \eta_C}$$

$$a_{10} = T_0 \left[\frac{\xi(\tau-1)^2}{\tau} - \frac{\varepsilon_L^2}{1-\varepsilon_L} - \varepsilon_L - \varepsilon_H \right]$$

$$a_{11} = T_0 \left[\frac{\varepsilon_L}{T_L(1-\varepsilon_L)} + \frac{\varepsilon_H}{T_H} \left(1 - \frac{1}{\eta_C}\right) \right].$$

ECOP amaç fonksiyonunun, değişik izentropik verimler (η_C , η_T), ısı kaynakları sıcaklık oranı (τ) ve toplam ısı transfer birimi sayısı ($N_T = N_H + N_L$) için izentropik sıcaklık oranı (ϕ) ile değişimi Şekil 3.3 (a), (b) ve (c)'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere seçilen işletme parametreleri için ECOP amaç fonksiyonu, belirli bir ϕ değerinde maksimum bir değere sahiptir.





Şekil 3.3 ECOP amaç fonksiyonunun (a) τ ; (b) N_T ve (c) $\eta_C = \eta_T$ değerleri için, izentropik sıcaklık oranı ile değişimi ($T_L = 300$ K, $T_H = 1200$ K, $\xi = 0.02$, $\eta_C = 0.9$, $\eta_T = 0.95$, $\varepsilon_L = \varepsilon_H = 0.9$)

ECOP fonksiyonun ϕ 'ye göre maksimum değeri, $d(\text{ECOP})/d\phi = 0$ türevi alınarak analitik olarak bulunabilir. Maksimum ECOP şartlarındaki optimum ϕ değeri aşağıdaki gibi elde edilmiştir:

$$\phi_{\text{opt}} = \frac{c_1 b_3 - b_1 c_3}{b_1 c_2 - c_1 b_2} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{(b_2 c_3 - c_2 b_3)(b_1 c_2 - c_1 b_2)}{(c_1 b_3 - b_1 c_3)^2}} \right]. \quad (3.28)$$

Denklem (3.28), denklem (3.27)'de yerine yazıldığında ECOP fonksiyonun maksimum değeri elde edilebilir

$$\text{ECOP}_{\text{max}} = \frac{b_1 \phi_{\text{opt}}^2 + b_2 \phi_{\text{opt}} + b_3}{c_1 \phi_{\text{opt}}^2 + c_2 \phi_{\text{opt}} + c_3}. \quad (3.29)$$

Ayrıca maksimum ECOP şartlarındaki güç çıktısı elde edilecek olursa:

$$\frac{\dot{W}_{\text{opt}}}{\dot{C}_W} = \frac{b_1 \phi_{\text{opt}}^2 + b_2 \phi_{\text{opt}} + b_3}{a_3 \phi_{\text{opt}}^2 + a_4 \phi_{\text{opt}} + a_5}. \quad (3.30)$$

3.1.2 Sonuçlar ve Tartışma

ECOP fonksiyonunun maksimum olması belirli bir gücü, minimum kayıp kullanılabilir enerjiyle üretilmesi anlamına gelmektedir. Bu durumda daha yüksek ECOP değerine sahip ısı makinası, güç ve çevresel etkiler birlikte değerlendirildiğinde daha iyi bir performansa sahip olmaktadır. ECOP amaç fonksiyonunun, farklı ısı kaynakları sıcaklık oranı (τ), toplam birim ısı transfer sayısı ($N_T = N_H + N_L$) ve izentropik verim (η_C, η_T) değerleri için boyutsuz güç çıktısı ile $[\bar{W} = \dot{W}/(\dot{C}_W T_L)]$ değişimi Şekil 3.4 (a), (b) ve (c)'de verilmiştir. Bu şekillerden daha iyi bir ekolojik performans elde edebilmek amacıyla dizayn parametrelerinin ECOP ve güç üzerindeki etkileri değerlendirilebilir. Şekil 3.4'deki eğriler kapanan eğri formundadır ve bu nedenden ötürü ECOP ve güç yönünden iki farklı maksimum değer göstermektedir. ECOP ve $\dot{W}$ performansları azalan τ , N_T ve $\eta_C=\eta_T$ değerleri için azalmaktadır. Beklendiği üzere maksimum ECOP şartlarındaki güç çıktısı ($\dot{W}^*$), maksimum güç çıktısı değerlerinden ($\dot{W}_{\text{max}}$) daha düşük olmaktadır. Bununla birlikte maksimum güç şartlarındaki ECOP değeri (ECOP_{mp}) de, ECOP_{max} değerinden düşük olmaktadır. Bu nedenle değerlendirme yapabilmek için güç ve ekoloji arasında bir uzlaşıya ihtiyacı vardır. Ayrıca Şekil 3.3'den görüldüğü üzere $\dot{W}^*$ ve $\dot{W}_{\text{max}}$, ECOP_{max} ve ECOP_{mp} değerleri, azalan τ , N_T ve $\eta_C=\eta_T$ değerleri için birbirine yaklaşmaktadır. Dikkat edilmelidir ki, belirli bir miktar güç çıktısı ihtiyacı için kayıp

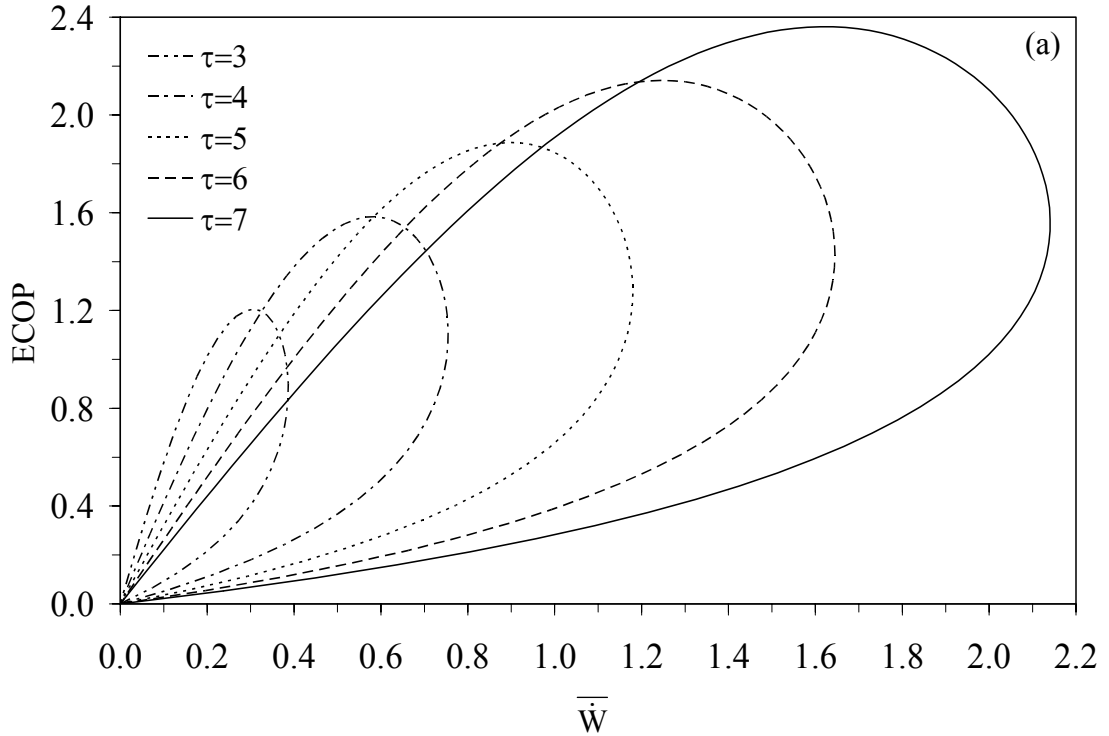
kullanılabilir enerji, $T_0\dot{S}_g$ maksimum ECOP şartlarında minimum olmaktadır. Bu nedenle ECOP fonksiyonun maksimize edilmesi, çevresel etkiler göz önüne alındığında güç çıktısı ve kayıp kullanılabilir enerji yönünden en iyi uzlaşmayı sağlamaktadır. Bir ısı makinasının güç çıktısı ve entropi üretimi (veya kayıp kullanılabilir enerji) birlikte değerlendirildiğinde, ECOP ve $\dot{W}$ yönünden optimal dizayn aralığı aşağıdaki gibi elde edilebilir:

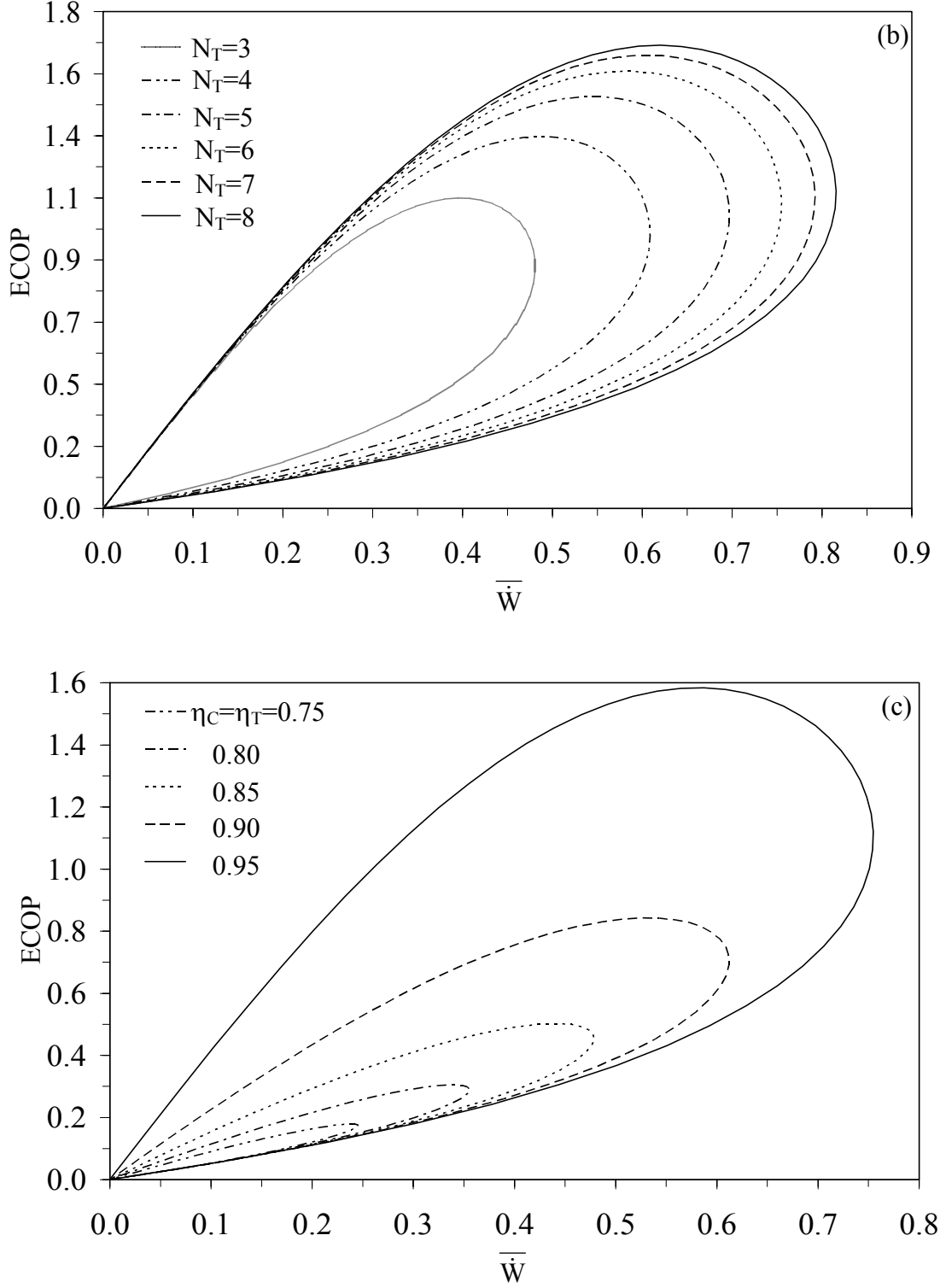
$$ECOP_{\max} \geq ECOP \geq ECOP_{\min}, \text{ veya } \dot{W}^* \leq \dot{W} \leq \dot{W}_{\max}. \quad (3.31)$$

Bir ısı makinasının optimal dizayn parametrelerinin seçimi, çalışma alanı ve amacına göre değişebilmektedir. Eğer güç çıktısı ana amaç ise dizayn parametreleri $\dot{W}_{\max}$ şartlarına yakın seçilmeli, ancak minimum çevresel etkiler isteniyorsa dizayn parametreleri $ECOP_{\max}$ şartlarına yakın seçilmelidir. Enerji üretim sistemlerinin performansını değerlendirmede ısı verim de önemli bir performans parametresidir. ECOP kriteri bu performans parametresini de dolaylı olarak içermektedir. Yukarıda verilen denklemler yardımıyla ECOP ve ısı verim arasındaki ilişki

$$ECOP = \frac{\eta}{\frac{T_0}{T_L} \left(1 - \eta - \frac{1}{\tau} \right)} \quad (3.32)$$

şeklinde elde edilir.

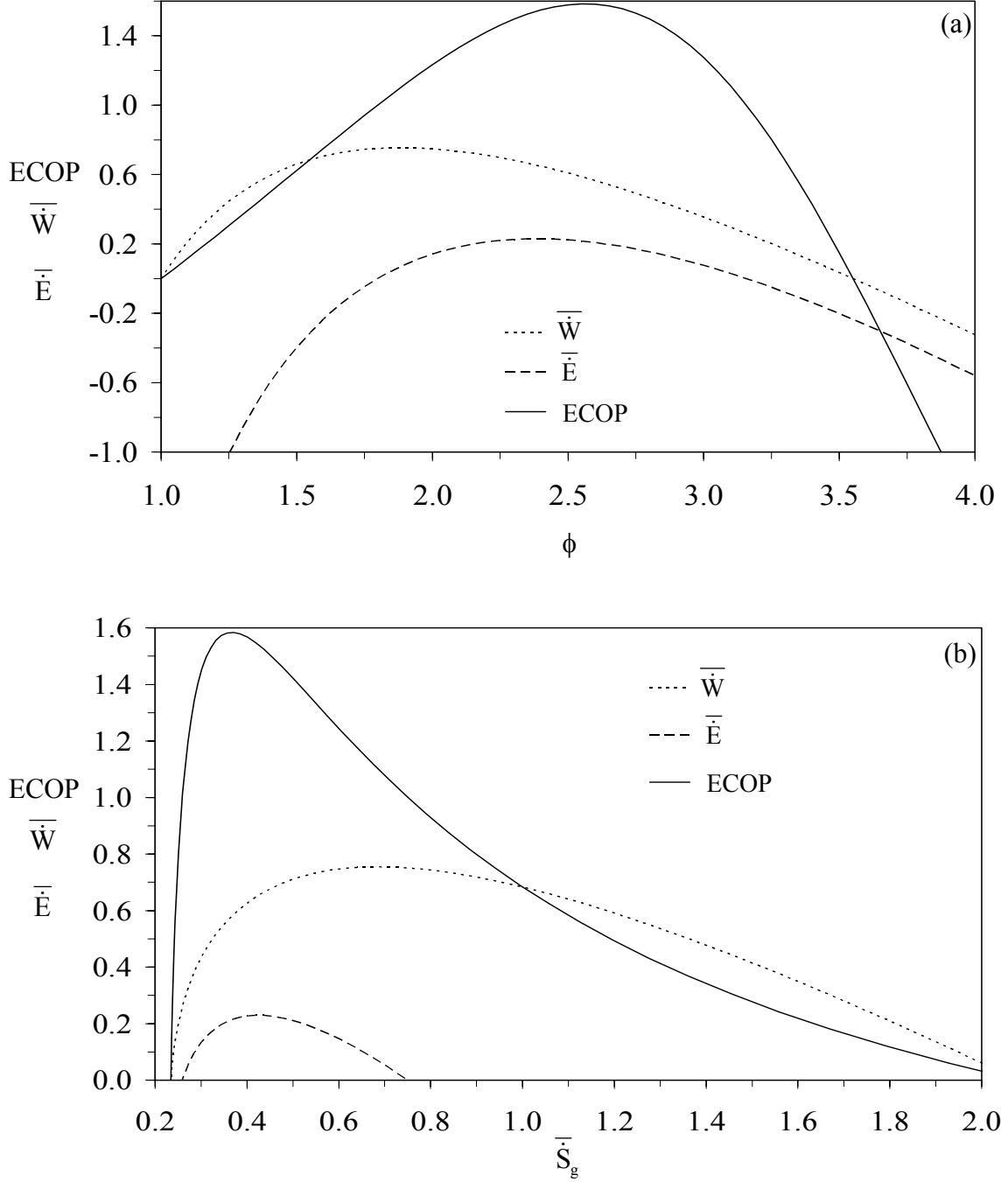




Şekil 3.4 ECOP amaç fonksiyonunun (a) τ ; (b) N_T ve (c) $\eta_C = \eta_T$ değerleri için, boyutsuz güç çıktısı ile değişimi ($T_L = 300$ K, $T_H = 1200$ K, $\xi = 0.02$, $\eta_C = 0.9$, $\eta_T = 0.95$, $\varepsilon_L = \varepsilon_H = 0.9$)

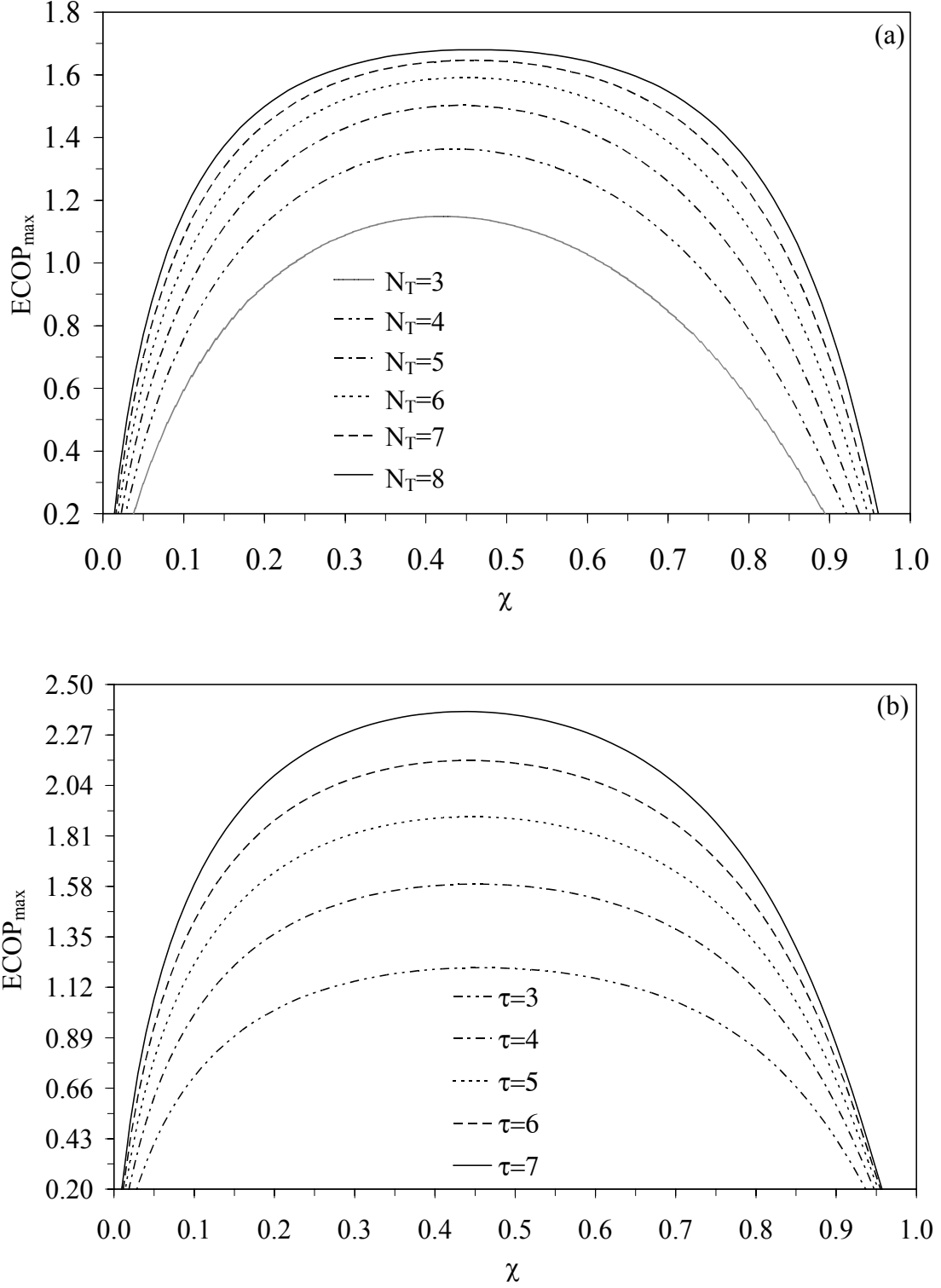
Şekil 3.5 (a) ve (b)'de ECOP, Angulo-Brown (1991) tarafından ileri sürülen boyutsuz ekolojik fonksiyon [$\bar{E} = \dot{E} / (\dot{C}_w T_L)$] ve boyutsuz güç çıktısının ($\bar{W}$), izentropik sıcaklık oranı (ϕ) ve boyutsuz entropi üretimi ($\bar{S}_g = \dot{S}_g / \dot{C}_w$) ile değişimi mukayeseli olarak verilmektedir. $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimum izentropik sıcaklık oranının (ϕ^*), $\dot{E}_{max}$ ve

$\dot{W}_{\max}$ şartlarındaki değerlerden (ϕ_{mef} , ϕ_{mp}) daima daha büyük olduğu Şekil 3.5 (a)'dan görülür. Şekil 3.5 (b)'den ise $\text{ECOP}_{\max}$ şartlarındaki entropi üretiminin ($\dot{S}_g^*$), $\dot{E}_{\max}$ ve $\dot{W}_{\max}$ şartlarındaki entropi üretimlerinden ($\dot{S}_{g,\text{mef}}$, $\dot{S}_{g,\text{mp}}$) daha düşük olduğu gözlenebilir. Optimal izentropik sıcaklık oranları ve entropi üretimleri için $\phi^* > \phi_{\text{mef}} > \phi_{\text{mp}}$ ve $\dot{S}_g^* < \dot{S}_{g,\text{mef}} > \dot{S}_{g,\text{mp}}$ yazılabilir.



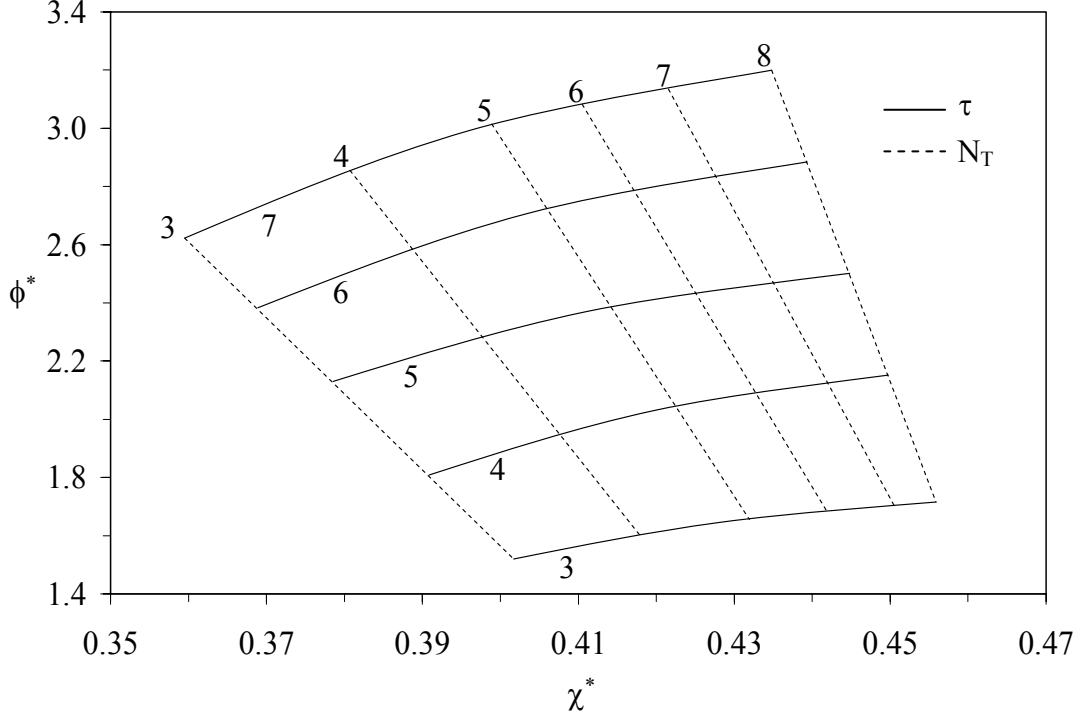
Şekil 3.5 ECOP fonksiyonu, boyutsuz güç çıktısı ve ekolojik performans fonksiyonunun (a) izentropik sıcaklık oranı ve (b) boyutsuz entropi üretimi ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.95$)

Isı transfer birimi sayısı paylaşım oranının ($\chi=N_H/N_T$), $ECOP_{max}$ üzerindeki etkisi araştırılarak farklı N_T ve τ değerleri için elde edilen sonuçlar Şekil 3.6 (a) ve (b)'de sunulmuştur. $ECOP_{max}$ 'ı tekrar maksimum yapan ısı transfer birimi sayısı paylaşım oranının (χ^*), N_T ve τ 'dan çok az etkilendiği görülmüştür.



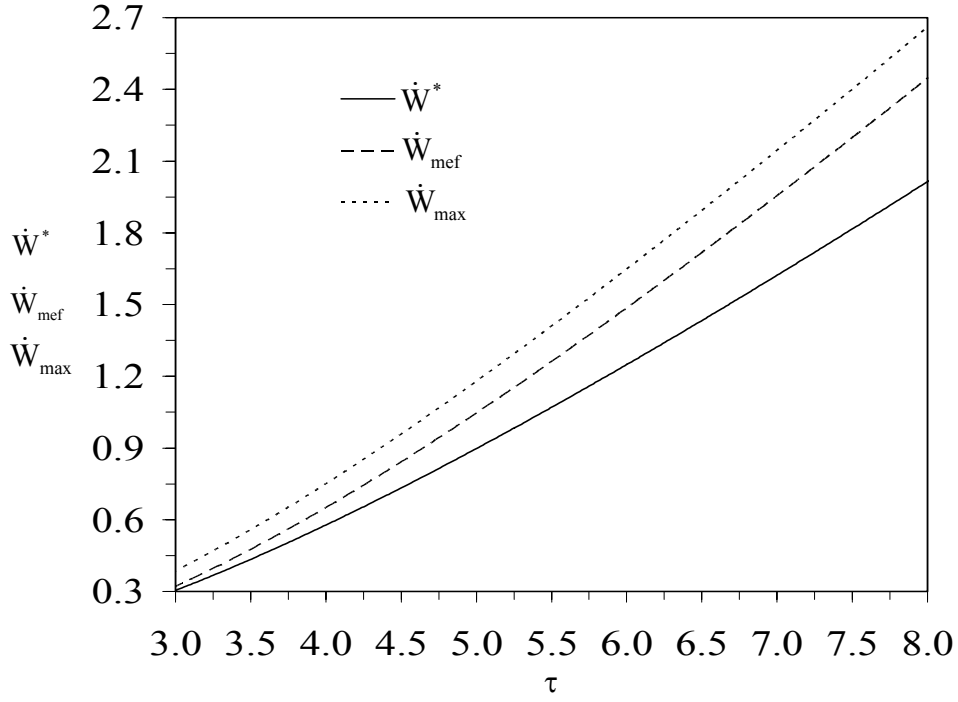
Şekil 3.6 $ECOP_{max}$ fonksiyonunun (a) N_T ve (b) τ değerleri için ısı transfer birimi sayısı paylaşım oranı (χ) ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.9$, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$)

Ayrıca N_T ve τ 'nın, gaz türbinleri için önemli dizayn parametreleri olan ϕ^* ve χ^* üzerindeki etkisi Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere ϕ^* ve χ^* değerleri, belirli bir τ değerinde artan N_T değerleri için artış göstermektedir. Bununla birlikte belirli bir N_T değeri için τ arttıkça, χ^* azalırken ϕ^* artış göstermektedir. Şekil 3.7 incelendiğinde N_T ve τ 'nın ϕ^* üzerindeki etkisinin, χ^* üzerindeki etkisinden daha fazla olduğu anlaşılmaktadır.

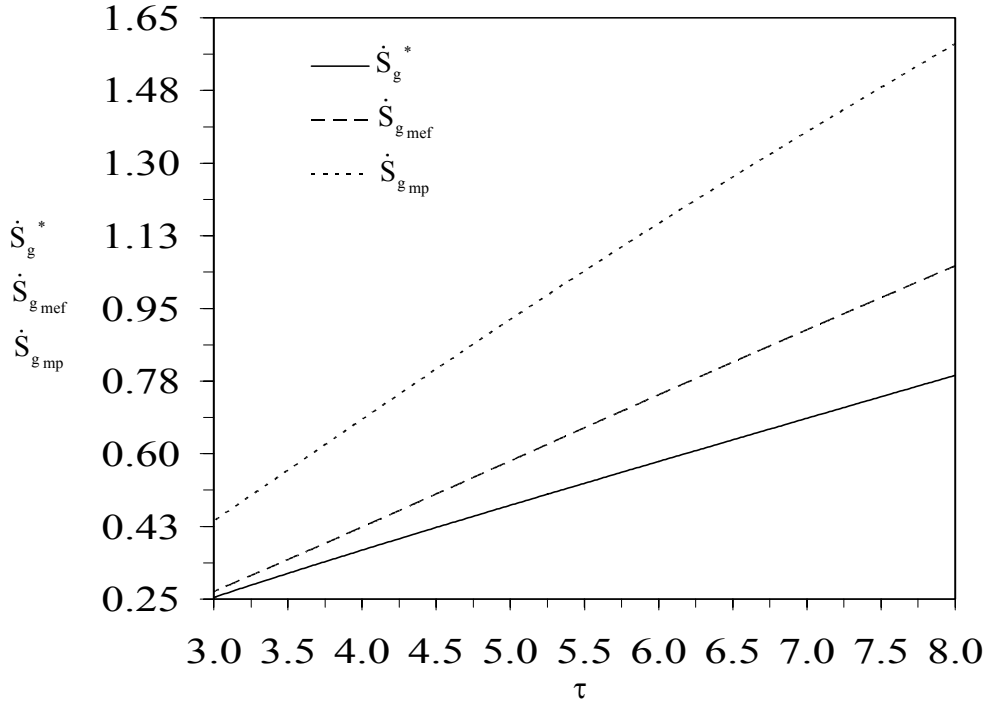


Şekil 3.7 Optimal izentropik sıcaklık oranının (ϕ^*), optimal ısı transfer birimi sayısı paylaşım oranı ile (χ^*) farklı τ ve N_T değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.9$, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$)

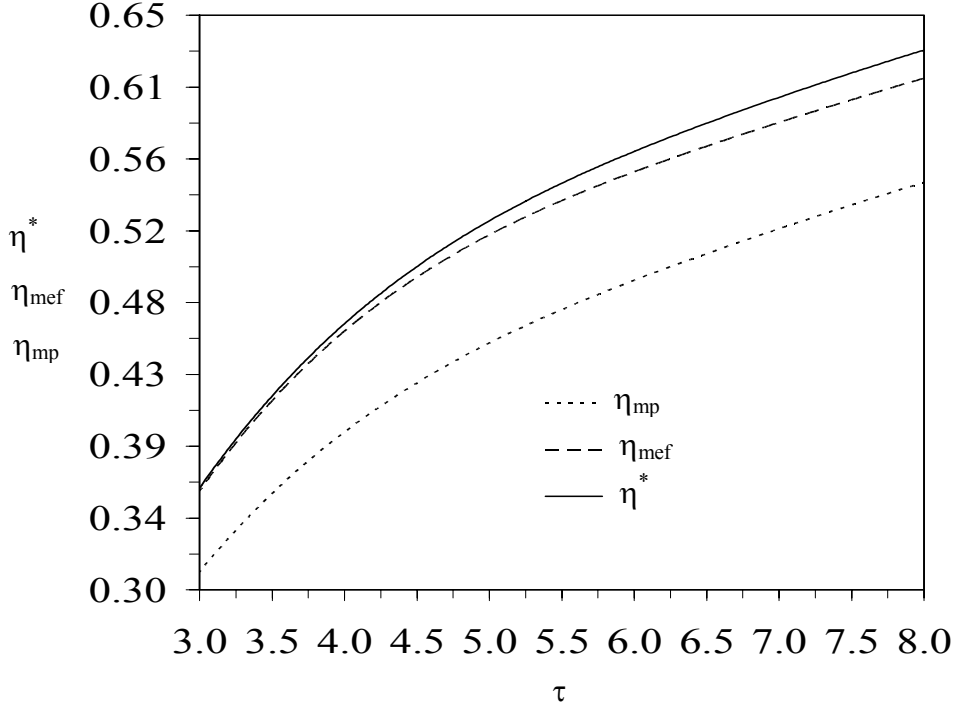
$\dot{W}$, $\dot{S}_g$ ve η yönünden optimal performanslar, $ECOP_{max}$, $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{W}_{max}$ şartları için Şekil 3.8-10'da mukayese edilmiştir. Şekillerden açıkça görüldüğü üzere maksimum ECOP fonksiyonuna dayalı dizayn şartları, $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{W}_{max}$ şartlarına göre düşük entropi üretimi ve yüksek ısı verim avantajlarına sahip olurken daha düşük güç çıktısı dezavantajı da göstermektedir. Şekil 3.8-10'da mukayese edilen performans eğrilerinin arasındaki fark τ arttıkça artmaktadır.



Şekil 3.8 Kaynak sıcaklık oranının (τ), optimal güç çıktıları üzerindeki etkisi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_c=0.9$, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$)



Şekil 3.9 Kaynak sıcaklık oranının (τ), optimal entropi üretimleri üzerindeki etkisi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_c=0.9$, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$)



Şekil 3.10 Kaynak sıcaklık oranının (τ), optimal ısı verimleri üzerindeki etkisi ($T_L=300$ K, $T_H=1200$ K, $\xi=0.02$, $\eta_c=0.9$, $\eta_T=0.95$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$)

3.2 Rejeneratörlü Joule-Brayton Isı Makinası İçin Yapılan Performans Analizi ve Optimizasyon Çalışmaları

Hernandez vd. (1995) ve Wu vd. (1996), rejeneratörün ısı makinasının performansı üzerindeki etkisini incelemiştir. Modelde iç ve dış tersinmezliklerin tamamı dikkate alınmıştır. Maksimum verim, maksimum güçteki ısı verim, maksimum güç, maksimum ısı verimdeki güç belirlenerek, bu performans büyüklükleri üzerinde türbin ve kompresör izentropik verimlerinin ve rejeneratör veriminin etkisi incelenmiştir. Şahin vd. (1995) tarafından tanıtilan güç yoğunluğu kriteri Medina vd. (1996) tarafından rejeneratörlü JB ısı makinasının performans analizi için kullanılmıştır. MP ve MPD şartlarındaki ısı verim rejeneratör etkinliğine (ε_R) göre incelenmiş ve $\varepsilon_R < 0.3$ için MPD şartlarındaki ısı verimin MP şartlarındakinden daha büyük olduğu gösterilmiştir. Cheng ve Chen (1996), rejeneratörlü iç tersinir JB çevrimi için güç optimizasyonu yapmışlardır. Bu çerçevede rejenerasyonun iç tersinir JB çevriminin ısı verimi ve gücü üzerindeki etkisi incelenmiştir. Rejeneratörlü ara ısıtmalı tersinmez JB ısı makinasının maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç kriterine dayalı performans analizi Şahin vd. (1998) tarafından gerçekleştirilmiştir. Ara ısıtmanın ve rejeneratör veriminin genel ve optimal performans üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Hernandez vd. (1996), çok kademeli ara ısıtma ve ara soğutmalı rejeneratörlü JB çevrimi için, güç çıktısı ve ısı verimin basınç oranına göre davranışlarını incelemek amacıyla genel bir

teorik analiz sunmuşlardır. Maksimum güç ve maksimum verim amacı için optimal kompresör basınç oranının ve optimal şartlardaki performansın, ara ısıtma ve ara soğutma kademe sayısı, rejeneratör etkinliği ve izentropik verimler ile değişimleri incelenmiştir. Ayrıca Roco vd. (1997), rejeneratörlü JB çevriminde basınç kayıplarını da dikkate alarak maksimum güç ve maksimum ısı verim kriterine göre bir performans optimizasyonu yapmışlardır. Tersinmezlik parametrelerinin optimal ve genel performans üzerindeki etkileri tartışılmıştır.

Chen vd. (1997) tarafından, sonlu kapasitedeki iki ısı kaynağı arasında çalışan rejeneratörlü kapalı ve tersinmez JB çevriminin performansı sonlu-zaman termodinamiği tekniği kullanılarak değerlendirilmiştir. Güç ve ısı verim kompresör basınç oranı, ısı kaynağı sıcaklıkları, ısı değiştiricisi etkinlikleri, kompresör ve türbin izentropik verimleri ve iş akışkanının ısı kapasitesine bağlı olarak ifade edilmiş ve optimal çalışma şartları araştırılmıştır. Göktun ve Yavuz (1999), ısıtının hem sabit basınçta hem de sabit sıcaklıkta verilmesi varsayımına dayalı olarak tersinmez rejeneratörlü JB çevriminin ısı verimini değerlendirmişlerdir. Isı ilaveli sisteme rejeneratör konulması düşük kompresör basınç oranlarında performansı pozitif yönde etkilerken ve yüksek basınç oranlarında negatif etkilemektedir.

Chen vd. (2001), değişken kaynak sıcaklıklarına sahip tersinmez rejeneratörlü kapalı JB çevriminin, güç yoğunluğu amaç fonksiyonuna göre performans analizini ve optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Analizde ısı değiştiricileri ve rejeneratördeki ısı geçişi ve basınç kaybı tersinmezlikleri, kompresör ve türbindeki sürtünme kaynaklı tersinmezlikler ve ısı kaynaklarının termal kapasite değerlerinin etkileri incelenmiştir. Yapılan bu MPD çalışması, daha yüksek verimli ve daha küçük boyutlara sahip bir JB makinasının tasarımına olanak sağlayabileceğini göstermiştir. Erbay vd. (2001), modifiye edilmiş (izotermal ısı ilaveli) JB çevrimi için MP ve MPD amaç fonksiyonlarına dayalı sayısal bir çalışma yapmışlardır. Modifiye edilmiş JB çevriminin klasik rejeneratörlü JB çevrimine göre hem MP hem de MPD şartlarında, daha yüksek ısı verim ve basınç oranına sahip olduğunu göstermişlerdir. Sabit sıcaklıkta ısı ilavesi yapılan rejeneratif tersinmez JB ısı makinası, dış ve iç tersinmezlikler dikkate alınarak parametrik olarak Kaushik vd. (2003) tarafından incelenmiştir. Modelde, ısı makinası ile ısı kaynakları arasındaki ısı geçişi tersinmezliklerine ilave olarak, kompresör, türbin ve rejeneratördeki tersinmezlikler göz önüne alınmıştır. İş akışkanı sıcaklığına bağlı olarak güç çıktısı maksimize edilmiştir. Sabit sıcaklıkta ısı ilavesinin sonucu olarak konvansiyonel JB çevrimine oranla verimde % 15 artış sağlanmıştır. Türbin verimi ile kompresör veriminin güç çıktısı ve buna karşılık gelen ısı verim üzerindeki etkisi

karşılaştırıldığında, türbin veriminin daha etkili olduğu belirtilmiştir. Ayrıca ısıl kapasite değerlerinin JB çevriminin performansında önemli bir rol oynadığı görülmüştür.

Wang vd. (2005), ara soğutmalı rejeneratörlü değişken kaynak sıcaklıklarına sahip iç tersinir JB çevriminin güç optimizasyonunu yapmışlardır. Dört adet ısı değiştiricisindeki (soğuk ve sıcak kaynak tarafındaki ısı değiştiriciler, ara soğutucu ve rejeneratör) ısı geçişi tersinmezlikleri ve ısı kaynaklarının termal kapasite değerlerinin etkilerini dikkate alarak, güç ve basınç oranı arasındaki ilişki analitik olarak kurulmuştur. Isı değiştiricilerinin toplam ısıl geçirgenlikleri kısıt alınarak, ısı değiştiricileri arasındaki optimum ısıl geçirgenlik dağılım oranı, optimum toplam basınç oranı, optimum ara soğutma basınç oranı ve iş akışkanı ile ısı kaynaklarının optimal ısıl kapasite oranları araştırılmıştır. Ayrıca ısı kaynaklarının giriş sıcaklıkları oranının ve toplam ısı değiştiricisi alanının çevrimin optimal performansı üzerindeki etkileri nümerik olarak incelenmiştir. Wang vd. (2005), bu modeli iç tersinmezliği de dikkate alarak genişletmişler ve benzer bir performans analizi gerçekleştirmişlerdir.

Chen vd. (2004), sabit kaynak sıcaklıklarına sahip ara soğutmalı rejeneratörlü JB çevriminde tüm tersinmezlikleri dikkate alarak güç optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Boyutsuz güç ve ısıl verim için analitik formüller çıkartılmıştır. Özellikle optimal ara soğutma basınç oranı, maksimum güç ve ısıl verim kriterlerine dayalı olarak elde edilmiştir. Isı değiştirici etkinliklerinin, kompresör ve türbin verimlerinin ve ısı kaynakları sıcaklık oranının optimal güç, optimal verim ve optimal ara soğutma basınç oranı üzerindeki etkileri detaylı olarak incelenmiştir.

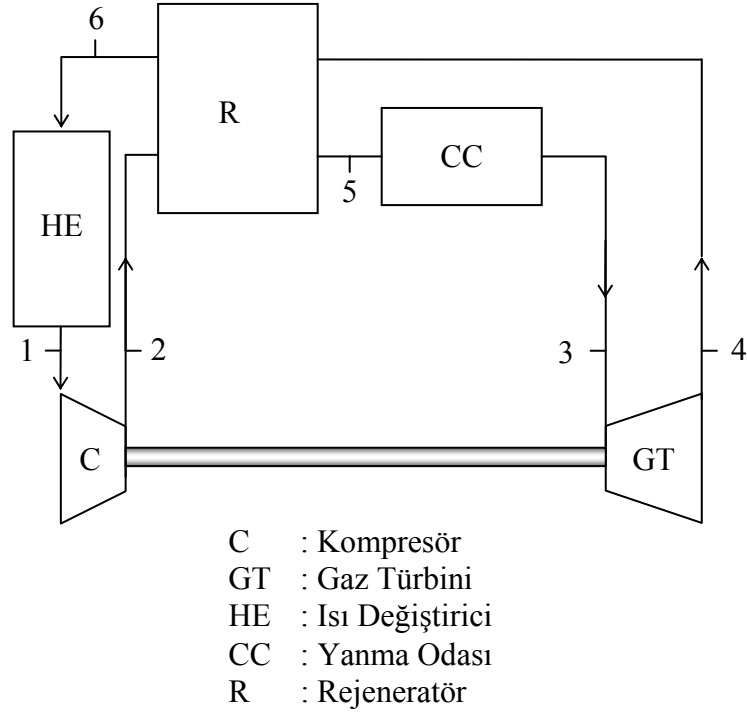
Sabit kaynak sıcaklıklarına sahip ara soğutmalı rejeneratörlü iç tersinir JB çevriminin güç optimizasyonu sonlu zaman termodinamiği teorisi kullanılarak Wang vd. (2005) tarafından yapılmıştır. Isı kaynakları sıcaklık oranı ve ısı değiştiricileri toplam alanını da içeren bazı dizayn parametrelerinin maksimum güç ve buna bağlı ısıl verim üzerindeki etkileri nümerik örneklerle analiz edilmiştir. Çevrimin boyutsuz güç ifadesinin, sıcak ve soğuk kaynak tarafındaki ısı değiştiriciler, rejeneratör ve ara soğutucu arasındaki optimal ısıl geçirgenlik dağılım oranına ve optimal ara soğutma basınç oranına göre optimize edilebileceği analizden görülmüştür. Çevrimin toplam basınç oranına göre tekrar bir optimizasyon yapıldığında maksimum boyutsuz güç tekrar maksimize edilebilmektedir.

Rejeneratörlü gaz türbini tesislerinin ekolojik performans analizine yönelik olarak yapılan çalışmalar Üst vd. (2005) ve Khaliq vd. (2005) tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalarda, iç tersinir rejeneratörlü JB ısı makinasının literatürde bulunan ekolojik amaç fonksiyonuna göre performans analizi gerçekleştirilmiştir. Kullanılan modelde sadece ısı

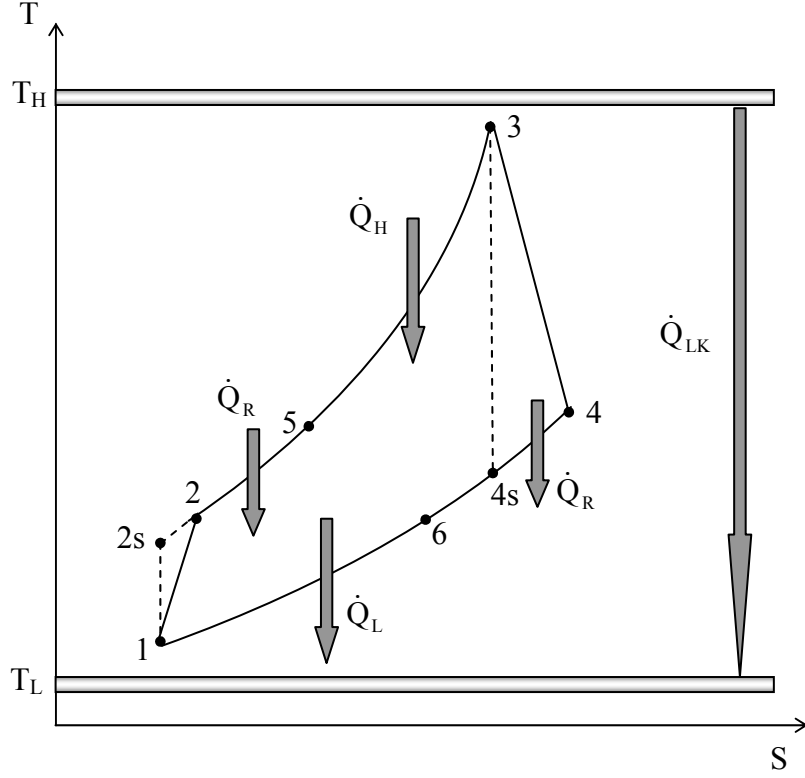
transferinden kaynaklanan dış tersinmezlikler dikkate alınmıştır. Bu tez kapsamında ise iç tersinir modele iç tersinmezlikler ile ısı kaçağından kaynaklanan tersinmezlikler de ilave edilerek, Bölüm 1’de tanımladığımız ve önerdiğimiz yeni ekolojik amaç fonksiyonuna göre bir performans analizi aşağıda sunulmuştur. Sonuçlar literatürde yer alan ekolojik amaç fonksiyonuna dayalı analiz sonuçlarıyla mukayese edilmiştir.

3.2.1 Rejeneratörlü Tersinmez Joule-Brayton Isı Makinasının ECOP Kriterine Dayalı Performans Analizi ve Optimizasyonu

Tersinmez rejeneratörlü JB ısı makinası modeli ve T-S diyagramı Şekil 3.11 ve 3.12’de gösterilmiştir. Modelde kullanılan ısı makinası, T_H sıcaklığındaki sıcak ısı kaynağı ile T_L sıcaklığındaki soğuk ısı kaynağı arasında çalışmaktadır. $\dot{Q}_H$ ve $\dot{Q}_L$, ısı kaynaklarıyla ısı makinası arasında gerçekleşen ısı transferi miktarlarını gösterirken, $\dot{Q}_R$ ise rejeneratör içinde meydana gelen ısı akışını göstermektedir.



Şekil 3.11 Tersinmez rejeneratörlü Joule-Brayton ısı makinası modeli



Şekil 3.12 Tersinmez rejeneratörlü Joule-Brayton ısı makinasının T-S diyagramı

Sıcak kaynaktan ısı makinasına olan $\dot{Q}_H$ ısı transferi ve ısı makinasından soğuk kaynağa olan $\dot{Q}_L$ ısı transferi lineer ısı transfer kanununa göre aşağıdaki gibi yazılır:

$$\dot{Q}_H = \dot{C}_w \varepsilon_H (T_H - T_5) = \dot{C}_w (T_3 - T_5) \quad (3.33)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{C}_w \varepsilon_L (T_6 - T_L) = \dot{C}_w (T_6 - T_1) \quad (3.34)$$

Burada $\dot{C}_w$, sabit özgül ısıda ideal gaz kabulü ile iş akışkanının ısıl kapasitansı olurken, ε_H ve ε_L sıcak ve soğuk ısı kaynağı tarafındaki karşı akışlı ısı değiştiricilerine ait etkinlik değerleri olmaktadır.

$$\varepsilon_H = 1 - e^{-N_H} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon_L = 1 - e^{-N_L} \quad (3.36)$$

Ayrıca sıcak ve soğuk ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştiricilerine ait ısı transfer birimi sayıları

$$N_H = (U_H A_H) / \dot{C}_w \quad (3.37)$$

$$N_L = (U_L A_L) / \dot{C}_w \quad (3.38)$$

şeklinde yazılabilir. Burada U_H, U_L ve A_H, A_L sırasıyla sıcak ve soğuk ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştiricilerin toplam ısı transferi katsayıları ile ısı transfer alanları olmaktadır. Kaynak sıcaklıkları arasında düşünülen ısı kaçağı değeri $\dot{Q}_{LK}$, ise

$$\dot{Q}_{LK} = \dot{C}_I(T_H - T_L) = \xi \dot{C}_W(T_H - T_L) \quad (3.39)$$

olmaktadır ve burada $\dot{C}_I$, ısı makinasının iç ısıl geçirgenlik parametresini göstermekte ve ξ ise iç ısıl geçirgenlik parametresinin iş akışkanının ısıl kapasite değerine göre yüzdesini ifade etmektedir ($\xi = \dot{C}_I / \dot{C}_W$). Rejeneratörlü JB çevriminde sıcak ısı kaynağından transfer edilen toplam ısı miktarı

$$\dot{Q}_{HT} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_{LK} = \dot{C}_W \varepsilon_H(T_H - T_5) + \xi \dot{C}_W(T_H - T_L) \quad (3.40)$$

olarak yazılır ve soğuk ısı kaynağına atılan toplam ısı miktarı ise

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_{LK} = \dot{C}_W \varepsilon_L(T_6 - T_L) + \xi \dot{C}_W(T_H - T_L) \quad (3.41)$$

şeklinde ifade edilir. Rejeneratörlü JB ısı makinasından elde edilen net güç, termodinamiğin birinci kanunu yardımıyla aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{W} = \dot{Q}_{HT} - \dot{Q}_{LT} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{C}_W \varepsilon_H(T_H - T_5) - \dot{C}_W \varepsilon_L(T_6 - T_L) \quad (3.42)$$

Isıl verim ve entropi üretim miktarları sırasıyla

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{HT}} = \frac{\varepsilon_H(T_H - T_5) - \varepsilon_L(T_6 - T_L)}{\varepsilon_H(T_H - T_5) + \xi(T_H - T_L)} \quad (3.43)$$

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_{LT}}{T_L} - \frac{\dot{Q}_{HT}}{T_H} = \dot{C}_W \left[\frac{\varepsilon_L(T_6 - T_L)}{T_L} - \frac{\varepsilon_H(T_H - T_5)}{T_H} + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} \right] \quad (3.44)$$

olmaktadır ve kayank sıcaklıkları oranı $\tau = T_H / T_L$.

İçerisinde türbin çıkışındaki iş akışkanı ile, kompresör çıkışındaki iş akışkanının ön ısıtmaya tabi tutulduğu rejeneratör, karşı akışlı bir ısı değiştirici olarak kabul edilir. Rejeneratif ısı değiştiricisinin etkinlik değeri ε_R , gerçekte transfer edilen ısıнын, transfer edilebilecek maksimum ısıya oranı olarak aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\varepsilon_R = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} = \frac{T_4 - T_6}{T_4 - T_2} \quad (3.45)$$

T_5 ve T_6 sıcaklıkları, denklem (3.45) yardımıyla

$$T_5 = \varepsilon_R T_4 + T_2(1 - \varepsilon_R) \quad (3.46)$$

ve

$$T_6 = \varepsilon_R T_2 + T_4(1 - \varepsilon_R) \quad (3.47)$$

şeklinde elde edilir. Denklem (3.33) ve (3.34) kullanılarak

$$T_3 = \varepsilon_H T_H + T_5(1 - \varepsilon_H) \quad (3.48)$$

$$T_1 = \varepsilon_L T_L + T_6(1 - \varepsilon_L) \quad (3.49)$$

yazılır. Denklem (3.46) ve (3.47) denklem (3.48) ve (3.49)'da yerine yazılırsa,

$$T_3 = \varepsilon_H T_H + T_2(1 - \varepsilon_R)(1 - \varepsilon_H) + T_4 \varepsilon_R(1 - \varepsilon_H) \quad (3.50)$$

$$T_1 = \varepsilon_L T_L + T_2 \varepsilon_R(1 - \varepsilon_L) + T_4(1 - \varepsilon_R)(1 - \varepsilon_L) \quad (3.51)$$

olmaktadır. Türbin ve kompresöre ait izentropik verimler

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4S}}, \quad (3.52)$$

$$\eta_C = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.53)$$

olmaktadır. Denklem (3.52) ve (3.53) yardımıyla

$$T_{2S} = (1 - \eta_C)T_1 + \eta_C T_2 \quad (3.54)$$

$$T_{4S} = T_4 / \eta_T + (1 - 1/\eta_T)T_3 \quad (3.55)$$

elde edilir. Termodinamiğin ikinci kanunu kullanılarak aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$\phi = T_{2S} / T_1 = T_3 / T_{4S} \quad (3.56)$$

Burada ϕ izentropik sıcaklık oranı olmaktadır. Denklem (3.54) ve (3.56) kullanılarak

$$T_2 = T_1 [a_1(\phi - 1) + 1], \quad (3.57)$$

elde edilmektedir ve burada $a_1 = 1/\eta_C$. Denklem (3.57), denklem (3.51)'de yerine yazılarak T_4 sıcaklığı

$$T_4 = T_1(a_5 + a_6\phi) + a_7 \quad (3.58)$$

şeklinde elde edilir. Burada

$$a_2 = \varepsilon_L T_L$$

$$a_3 = \varepsilon_R (1 - \varepsilon_L)$$

$$a_4 = (1 - \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_R)$$

$$a_5 = \frac{[1 + a_3(a_1 - 1)]}{a_4}$$

$$a_6 = -\frac{a_1 a_3}{a_4}$$

$$a_7 = -a_2 / a_4$$

olarak verilmiştir. Denklem (3.57) ve (3.58), denklem (3.50)'de kullanılacak olursa

$$T_3 = T_1(a_{11} + a_{12}\phi) + a_{13} \quad (3.59)$$

yazılır ve burada

$$a_8 = \varepsilon_H T_H$$

$$a_9 = \varepsilon_R (1 - \varepsilon_H)$$

$$a_{10} = (1 - \varepsilon_H)(1 - \varepsilon_R)$$

$$a_{11} = a_5 a_9 + a_{10}(1 - a_1)$$

$$a_{12} = a_6 a_9 + a_1 a_{10}$$

$$a_{13} = a_8 + a_7 a_9$$

$$a_{14} = 1/\eta_T$$

olmaktadır. Denklem (3.58) ve (3.59) denklem (3.55)'de yerine yazılacak olursa

$$T_{4s} = T_1(a_{15} + a_{16}\phi) + a_{17} \quad (3.60)$$

olur ve burada

$$a_{15} = a_5 a_{14} + a_{11}(1 - a_{14})$$

$$a_{16} = a_6 a_{14} + a_{12}(1 - a_{14})$$

$$a_{17} = a_7 a_{14} + a_{13}(1 - a_{14})$$

şeklinde ifade edilir. Denklem (3.59) ve (3.60), denklem (3.56)'da yerine konularak,

$$T_1 = \frac{(a_{13} - a_{17}\phi)}{(a_{16}\phi^2 + a_{18}\phi - a_{11})} \quad (3.61)$$

elde edilir ve $a_{18} = a_{15} - a_{12}$ şeklinde tanımlanmıştır. Denklem (3.46), (3.47), (3.57), (3.58) ve (3.61), denklem (3.42) ve (3.44)'de yazılarak, güç çıktısı ve entropi üretimi izentropik sıcaklık oranı ϕ 'nin fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{W} = \dot{C}_w \left\{ \frac{(a_{13} - a_{17}\phi)(a_{21} - a_{22}\phi)}{(a_{16}\phi^2 + a_{18}\phi - a_{11})} + a_{23} \right\} \quad (3.62)$$

ve

$$\dot{S}_g = \dot{C}_w \left\{ \frac{(a_{13} - a_{17}\phi)(a_{29} + a_{30}\phi)}{(a_{16}\phi^2 + a_{18}\phi - a_{11})} + a_{28} \right\} \quad (3.63)$$

Burada tanımlanan parametreler aşağıda verildiği gibidir:

$$a_{19} = \varepsilon_L \varepsilon_R + \varepsilon_H (1 - \varepsilon_R)$$

$$a_{20} = \varepsilon_H \varepsilon_R + \varepsilon_L (1 - \varepsilon_R)$$

$$a_{21} = a_{19}(a_1 - 1) - a_5 a_{20}$$

$$a_{22} = a_1 a_{19} + a_6 a_{20}$$

$$a_{23} = a_2 + a_8 - a_7 a_{20}$$

$$a_{24} = \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau}$$

$$a_{25} = \frac{\varepsilon_L \varepsilon_R}{T_L} + \frac{\varepsilon_H (1 - \varepsilon_R)}{T_H}$$

$$a_{26} = \frac{\varepsilon_H \varepsilon_R}{T_H} + \frac{\varepsilon_L (1 - \varepsilon_R)}{T_L}$$

$$a_{27} = -(\varepsilon_L + \varepsilon_H)$$

$$a_{28} = a_{24} + a_{27} + a_7 a_{26}$$

$$a_{29} = a_5 a_{26} + a_{25} (1 - a_1)$$

$$a_{30} = a_1 a_{25} + a_6 a_{26}$$

Böylece 1, 3, 5 ve 6 hal noktalarının sıcaklığı izentropik sıcaklık oranının fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Angulo-Brown (1991) tarafından ileri sürülen ve Yan (1993) tarafından geliştirilmiş olan literatürdeki ekolojik performans amaç fonksiyonu, denklem (3.62) ve (3.63) kullanılarak izentropik sıcaklık oranının fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi elde edilmiştir:

$$\dot{E} = \dot{W} - T_0 \dot{S}_g = \dot{C}_w \left\{ \frac{(x_1 - y_1)\phi^2 + (x_2 - y_2)\phi + (x_3 - y_3)}{a_{16}\phi^2 + a_{18}\phi - a_{11}} \right\} \quad (3.64)$$

Burada ise

$$x_1 = a_{17}a_{22} + a_{16}a_{23}$$

$$x_2 = a_{18}a_{23} - a_{13}a_{22} - a_{17}a_{21}$$

$$x_3 = a_{13}a_{21} - a_{11}a_{23}$$

$$y_1 = T_0(a_{16}a_{28} - a_{17}a_{30})$$

$$y_2 = T_0(a_{13}a_{30} - a_{17}a_{29} + a_{18}a_{28})$$

$$y_3 = T_0(a_{13}a_{29} - a_{11}a_{28})$$

olmaktadır. Güç çıktısının kayıp kullanılabilir enerjiye oranı şeklinde tanımlanmış olan ekolojik performans katsayısı (ECOP) ise

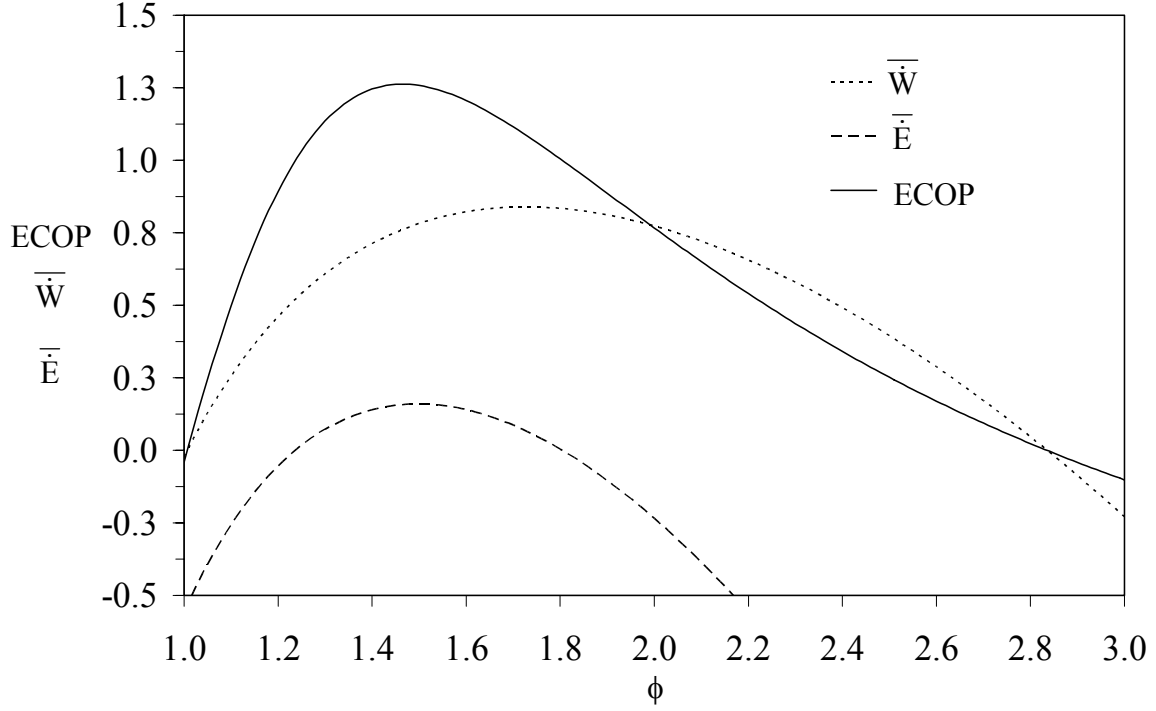
$$ECOP = \frac{\dot{W}}{T_0 \dot{S}_g} = \frac{(x_1\phi^2 + x_2\phi + x_3)}{(y_1\phi^2 + y_2\phi + y_3)} \quad (3.65)$$

şeklinde yazılır. ECOP amaç fonksiyonu, boyutsuz ekolojik amaç fonksiyonu ($\bar{E} = \dot{E} / \dot{C}_w T_L$) ve boyutsuz güç çıktısı ($\bar{W} = \dot{W} / \dot{C}_w T_L$) fonksiyonunun, izentropik sıcaklık oranı (ϕ) ile değişimi Şekil 3.13'de gösterilmiştir. Belirli işletme parametreleri için, her bir amaç fonksiyonunun farklı ϕ değerlerinde maksimuma sahip olduğu görülmektedir. Maksimum ECOP, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonlarındaki optimal ϕ değerleri (ϕ^* , ϕ_{mef} ve ϕ_{mp}), $d(ECOP)/d\phi = 0$, $d\dot{E}/d\phi = 0$ ve $d\dot{W}/d\phi = 0$ türevleri yardımıyla analitik olarak aşağıdaki gibi bulunmuştur:

$$\phi^* = \frac{y_1 x_3 - x_1 y_3}{x_1 y_2 - y_1 x_2} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{(x_2 y_3 - y_2 x_3)(x_1 y_2 - y_1 x_2)}{(y_1 x_3 - x_1 y_3)^2}} \right], \quad (3.66)$$

$$\phi_{\text{mef}} = \frac{a_{16}(x_3 - y_3) + a_{11}(x_1 - y_1)}{a_{18}(x_1 - y_1) - a_{16}(x_2 - y_2)} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{\{a_{11}(y_2 - x_2) - a_{18}(x_3 - y_3)\} \{a_{18}(x_1 - y_1) - a_{16}(x_2 - y_2)\}}{\{a_{16}(x_3 - y_3) + a_{11}(x_1 - y_1)\}^2}} \right] \quad (3.67)$$

$$\phi_{\text{mp}} = \frac{a_{16}x_3 + x_1a_{11}}{a_{18}x_1 - a_{16}x_2} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{(-x_2a_{11} - a_{18}x_3)(a_{18}x_1 - a_{16}x_2)}{(a_{16}x_3 + a_{11}x_1)^2}} \right]. \quad (3.68)$$

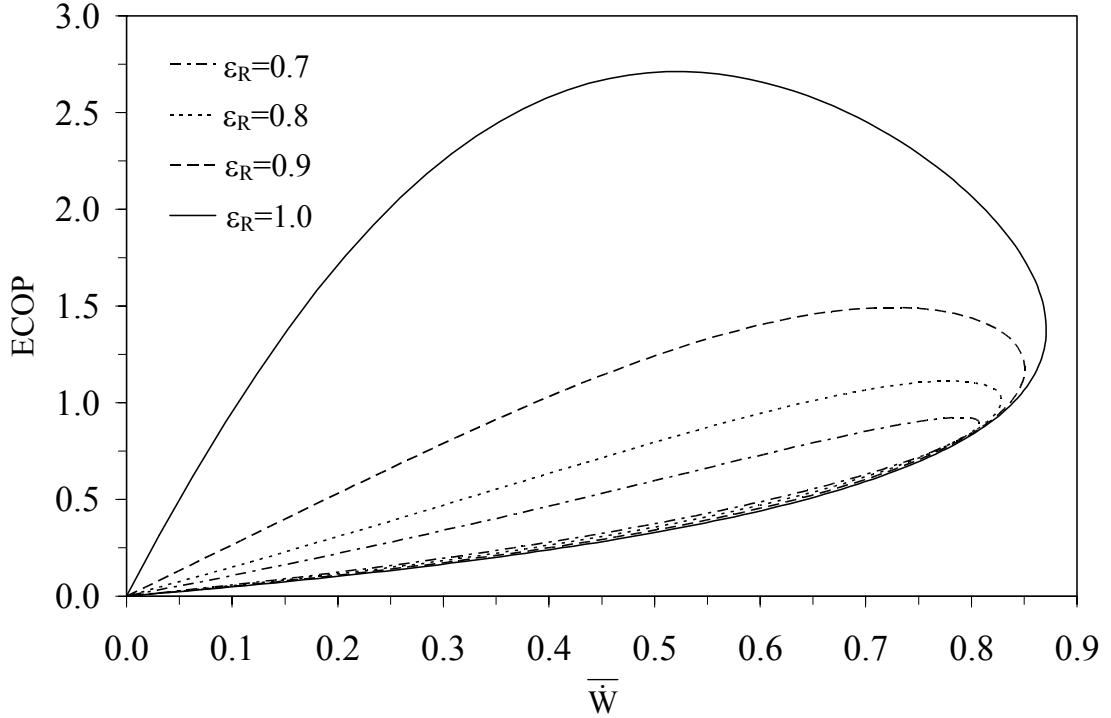


Şekil 3.13 ECOP amaç fonksiyonu, boyutsuz ekolojik amaç fonksiyonu ve güç çıktısının izentropik sıcaklık oranı (ϕ) ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_c=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_R=0.85$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$)

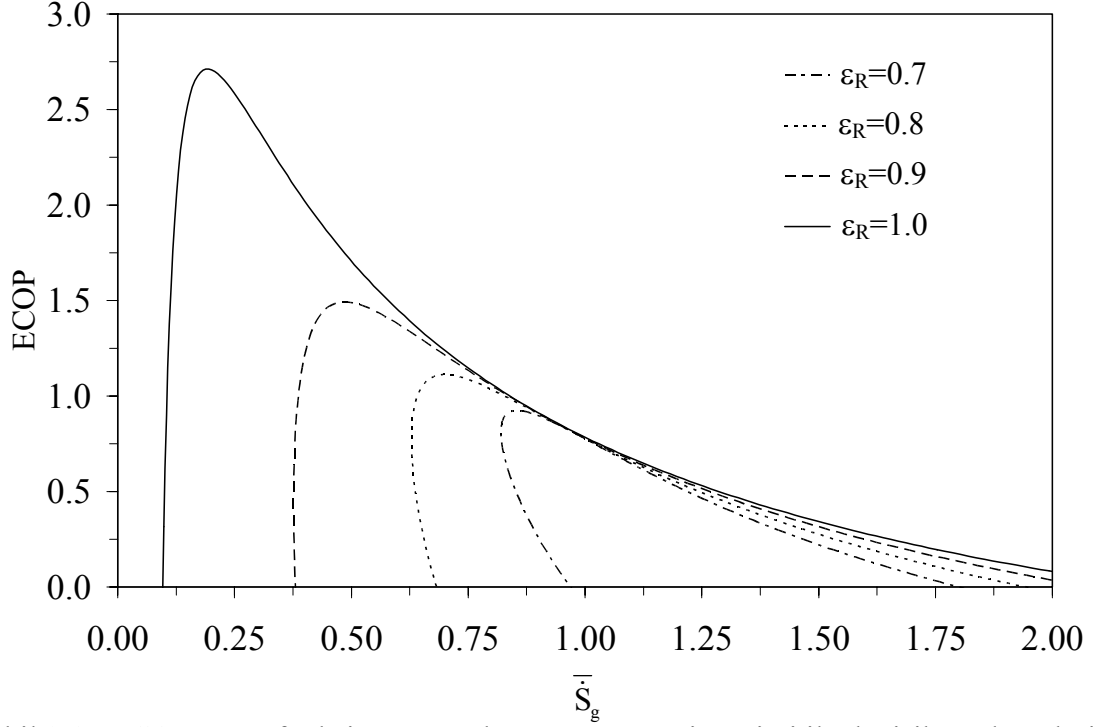
3.2.2 Sonuçlar ve Tartışma

Rejeneratörlü JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, boyutsuz güç çıktısı ile $[\bar{\dot{W}} = \dot{W}/(\dot{C}_w T_L)]$ farklı rejeneratör etkinliği (ε_R) değerleri için değişimi Şekil 3.14’de verilmiştir. Şekilden açıkça görülebileceği üzere, ECOP amaç fonksiyonunun maksimum değeri ($ECOP_{\text{max}}$) artan ε_R değerleri için artış gösterirken buna karşılık gelen güç çıktısı ($\dot{W}^*$) azalmaktadır. $ECOP_{\text{max}}$ şartlarındaki güç çıktısının ($\dot{W}^*$) maksimum güç çıktısından daha az olduğu Şekil 3.14’den görülmektedir ve bu güç çıktısı farkı ($\dot{W}_{\text{max}} - \dot{W}^*$) azalan ε_R değerleri için azalmaktadır. Ekolojik performans katsayısı (ECOP) ve güç çıktısı ($\dot{W}$) amaç fonksiyonları birlikte düşünüldüğünde, ECOP ve $\dot{W}$ yönünden optimal performans bölgeleri

$ECOP_{\max} \geq ECOP_{\text{opt}} \geq ECOP_{\text{mp}}$ ve $\dot{W}^* \leq \dot{W}_{\text{opt}} \leq \dot{W}_{\max}$ olmalıdır. ECOP amaç fonksiyonunun, boyutsuz entropi üretimi ile $[\bar{S}_g = \dot{S}_g / \dot{C}_w]$ değişik rejeneratör etkinliği (ε_R) değerleri için değişimi Şekil 3.15’de gösterilmiştir. Şekil 3.15’den rejeneratör etkinliğinin artışıyla, maksimum ECOP şartlarındaki entropi üretiminin önemli ölçüde azaldığı sonucuna varılabilir. Rejeneratör boyutlarının ε_R ’nin artışıyla artış göstereceğine dikkat edilmelidir. Rejeneratör boyutu (A), $0 \leq \varepsilon_R \leq 1$ aralığında, 0 ile ∞ arasında değişmektedir, yani $0 \leq A \leq \infty$. Bu nedenle yatırım maliyetiyle ilişkili olan rejeneratör boyutları ile entropi üretim miktarı, ısı makinalarının pratik dizaynında birlikte değerlendirilmelidir.

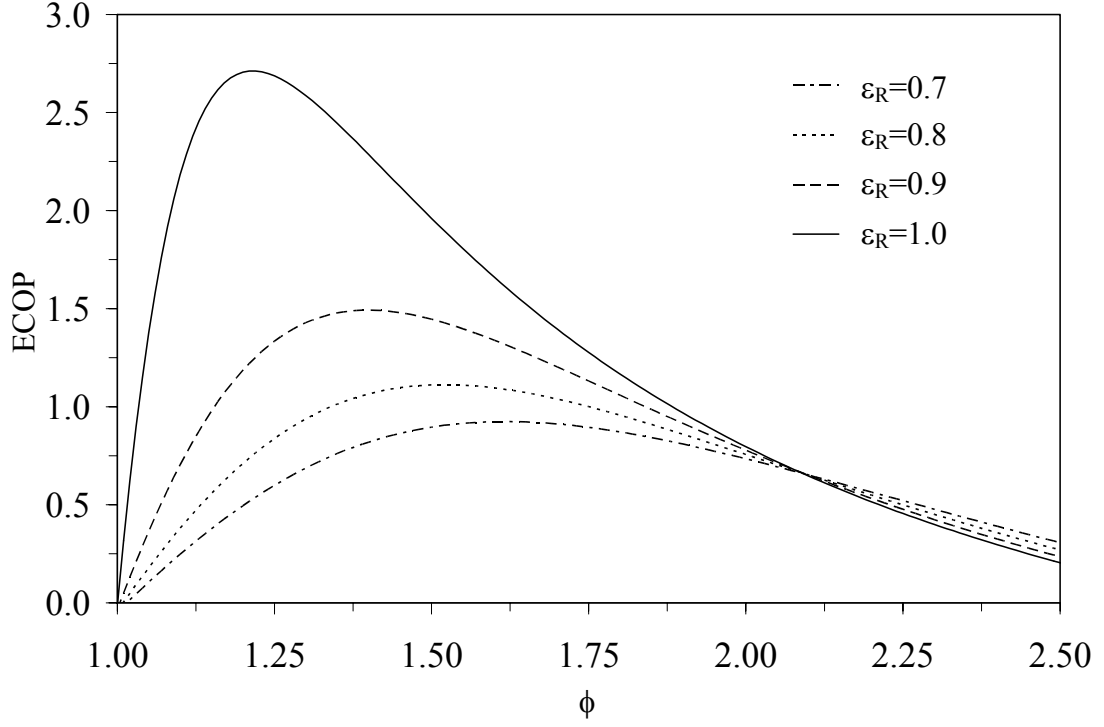


Şekil 3.14 ECOP amaç fonksiyonunun, boyutsuz güç çıktısı ile değişik ε_R değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$)



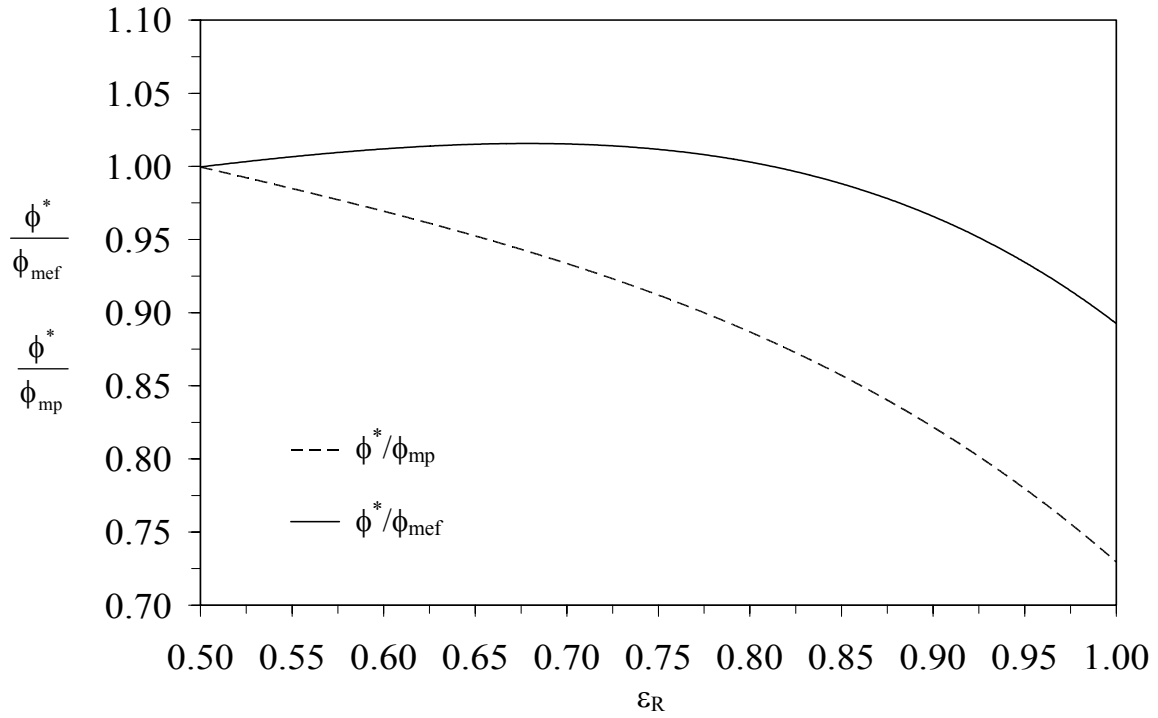
Şekil 3.15 ECOP amaç fonksiyonunun, boyutsuz entropi üretimi ile değişik ε_R değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$)

ECOP amaç fonksiyonunun, izentropik sıcaklık oranı (ϕ) ile değişik rejeneratör etkinliği (ε_R) değerleri için değişimi Şekil 3.16’da sunulmuştur. ε_R değeri arttıkça, $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal izentropik sıcaklık oranının (ϕ^*) azaldığı şekilden gözlenebilir. JB ısı makinasının yatırım maliyeti ϕ parametresine bağlıdır ve rejeneratörlü JB ısı makinası sistemlerinde, kompresör ile türbin yatırım maliyetleri azalan ϕ değerleri ile azalmaktadır (Bejan vd., 1996). Şekil 3.15 ve 3.16’da sunulan sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde; $ECOP_{max}$ şartlarında ε_R ’deki bir artış, entropi üretimi ve kompresör ile türbin yatırım maliyetlerinde bir düşüşe neden olurken rejeneratörün yatırım maliyetinde bir artışa neden olmaktadır. ECOP kriterine dayalı pratik bir dizaynda, komponentlerin (kompresör, türbin ve rejeneratör) yatırım maliyeti ve çevresel maliyetler (entropi üretimi ile ilgili) birlikte değerlendirilmelidir.



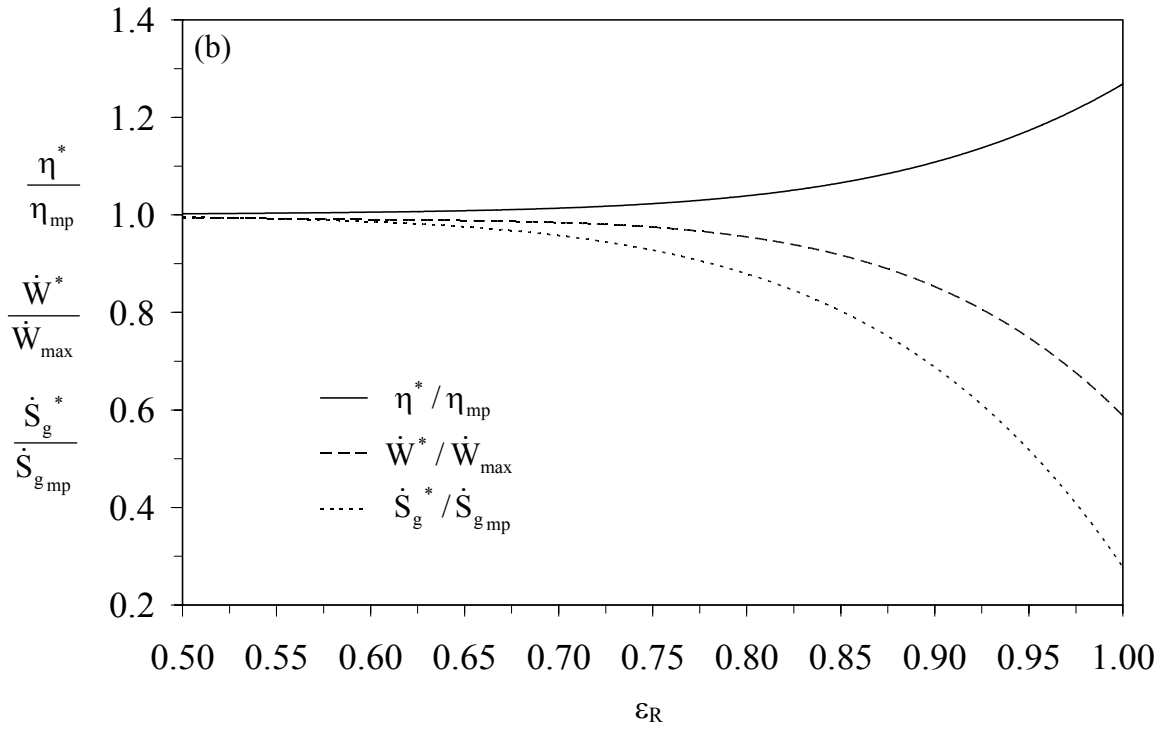
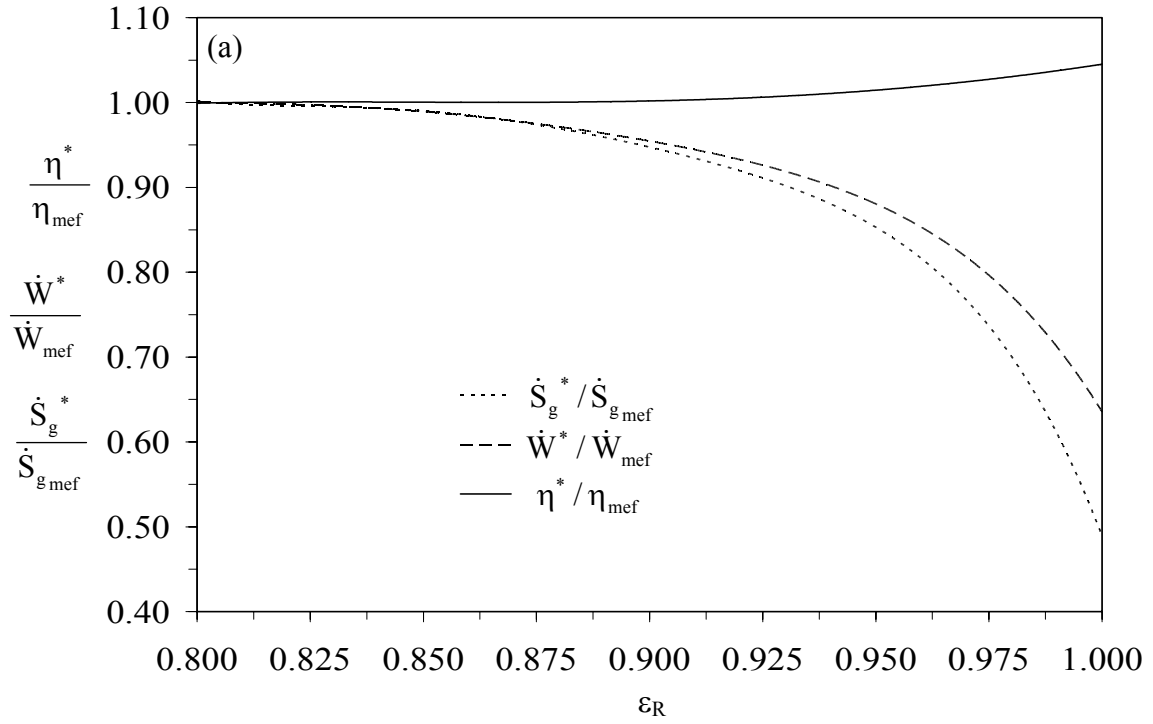
Şekil 3.16 ECOP amaç fonksiyonunun, izentropik sıcaklık oranı (ϕ) ile değişik ϵ_R değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\epsilon_L=\epsilon_H=0.9$)

$ECOP_{max}$, $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{W}_{max}$ şartlarındaki optimal izentropik sıcaklık oranları (ϕ^* , ϕ_{mef} ve ϕ_{mp}) Şekil 3.17’de farklı rejeneratör etkinlik değerleri için mukayese edilmiştir. Şekil 3.17’den görüldüğü üzere; $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal izentropik sıcaklık oranı (ϕ^*), $0.5 < \epsilon_R < 1$ aralığında $\dot{W}_{max}$ şartlarındaki optimal izentropik sıcaklık oranından (ϕ_{mp}) ve $0.8 < \epsilon_R < 1$ aralığında da $\dot{E}_{max}$ şartlarındaki optimal izentropik sıcaklık oranından (ϕ_{mef}) daha düşük olmaktadır. JB ısı makinasının yatırım maliyetinin azalan ϕ değerleri ile azalmasından dolayı; $ECOP_{max}$ şartlarına göre yapılacak bir dizayn, $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{W}_{max}$ şartlarına göre yapılacak bir dizayna göre ϵ_R ’nin pratik değerleri için düşük yatırım maliyeti avantajına sahiptir.



Şekil 3.17 Optimal izentropik sıcaklık oranlarının, değişik ϵ_R değerlerine göre mukayesesi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\epsilon_L=\epsilon_H=0.9$)

Şekil 3.18 (a) ve (b)'de, göz önüne alınan amaç fonksiyonlarının (ECOP, $\dot{E}$, $\dot{W}$) maksimum olduğu noktadaki ısı verim, güç çıkışı ve entropi üretimi performanslarının değişik ϵ_R değerlerine göre mukayesesi sunulmuştur. Şekilde verilen ϵ_R aralığı için, $ECOP_{max}$ şartları $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{W}_{max}$ şartlarına göre ısı verim ve entropi üretimi yönünden avantaja sahipken, güç çıkışı yönünden dezavantaja sahip olmaktadır. Ayrıca şekilden $ECOP_{max}$ şartlarındaki bir dizaynın sahip olduğu, düşük entropi üretimi ile yüksek ısı verim avantajı ve düşük güç çıkışı dezavantajının artan ϵ_R değerleri ile arttığı görülmüştür.

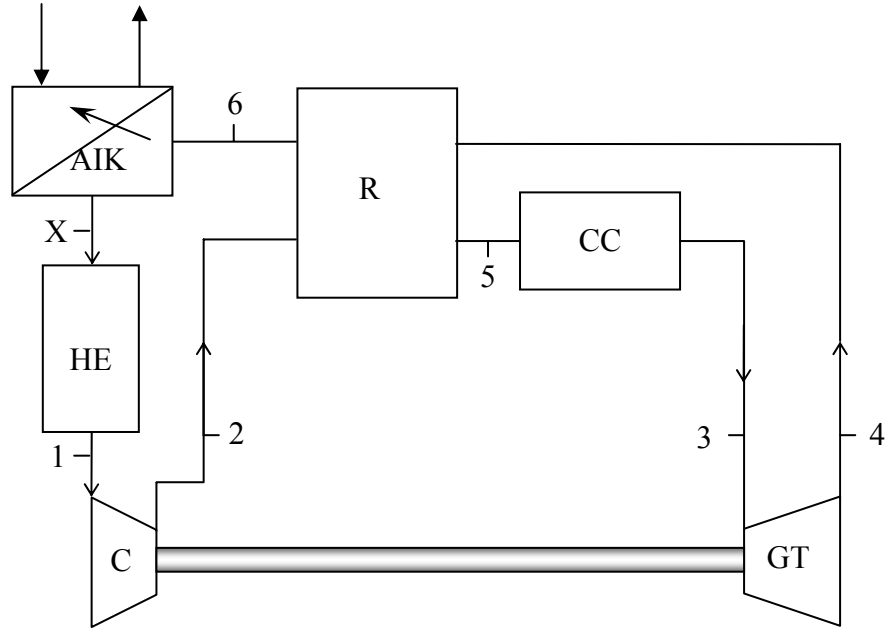


Şekil 3.18 Maksimum ECOP şartlarındaki ısı verim, güç çıktısı ve entropi üretiminin (a) maksimum ekolojik fonksiyon ve (b) maksimum güç çıktısı şartlarında değişik ε_R değerlerine göre mukayesesi ($T_L=300$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=0.9$)

3.3 Gaz Türbinli Kojenerasyon Sistemlerinin Termoeolojik Performans Analizi

3.3.1 Teorik Analiz ve Performans Optimizasyonu

Rejeneratörlü tersinmez JB kojenerasyon sisteminin prensip şeması ve T-S diyagramı Şekil 3.19 ve 3.20’de gösterilmiştir. Kojenerasyon çevrimi T_H sıcaklığındaki sıcak ısı kaynağı, ısı kullanıcısı sıcaklığı T_K ve T_L sıcaklığındaki soğuk ısı kaynağı arasında çalışmaktadır. $\dot{Q}_H$ sıcak ısı kaynağından çevrime transfer olan ısı, $\dot{Q}_K$ proses ısısı miktarı, $\dot{Q}_L$ ısı makinasından soğuk ısı kaynağına atılan ısı miktarı ve $\dot{Q}_R$ ise rejeneratörde meydana gelen ısı transferini göstermektedir. İş akışkanı için sabit ısıl kapasitede ideal gaz kabulü yapılmıştır.



C : Kompresör R : Rejeneratör
GT : Gaz Türbini CC : Yanma Odası
HE : Isı Değiştirici AIK : Atık ısı kazanı

Şekil 3.19 Gaz türbinli kojenerasyon sistemi prensip şeması

Transfer edilen ısılar lineer ısı transfer kanununa göre aşağıda verildiği gibi yazılır:

$$\dot{Q}_H = \dot{C}_w \varepsilon_H (T_H - T_5) = \dot{C}_w (T_3 - T_5) \quad (3.69)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{C}_w \varepsilon_L (T_X - T_L) = \dot{C}_w (T_X - T_1) \quad (3.70)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{C}_w \varepsilon_K (T_6 - T_K) = \dot{C}_w (T_6 - T_X) \quad (3.71)$$

ε_H , ε_K ve ε_L sırasıyla sıcak, soğuk ve ısı kullanıcıları taraflarındaki ısı değiştiricilerine ait etkinlikleri gösterirken, $\dot{C}_w$ ise iş akışkanının ısıl kapasitansını göstermektedir. Karşı akışlı bir ısı değiştirici için etkinlik ifadeleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\varepsilon_H = 1 - e^{-N_H} \quad (3.72)$$

$$\varepsilon_L = 1 - e^{-N_L} \quad (3.73)$$

$$\varepsilon_K = 1 - e^{-N_K} \quad (3.74)$$

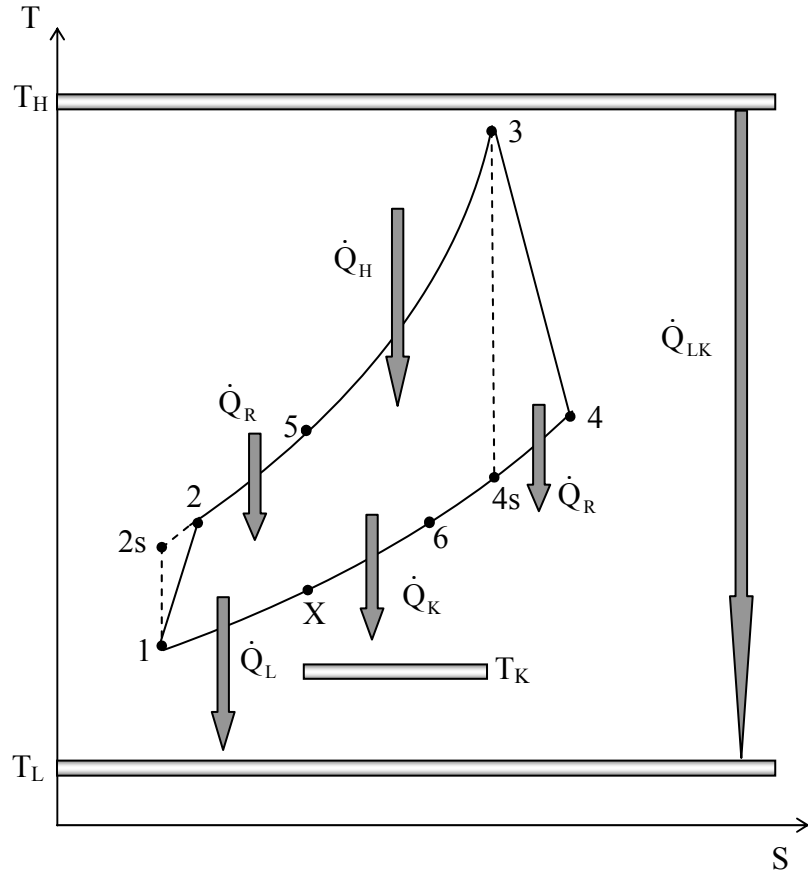
Sıcak, soğuk ve ısı kullanıcıları taraflarındaki ısı değiştiriciler için ısı transfer birimi sayıları

$$N_H = (U_H A_H) / \dot{C}_w \quad (3.75)$$

$$N_L = (U_L A_L) / \dot{C}_w \quad (3.76)$$

$$N_K = (U_K A_K) / \dot{C}_w \quad (3.77)$$

şeklinde ifade edilir. Burada U_H, U_L, U_K ve A_H, A_L, A_K sırasıyla sıcak, soğuk ve ısı kullanıcıları taraflarındaki ısı değiştiricilerin toplam ısı transferi katsayıları ile ısı transfer alanlarını göstermektedir.



Şekil 3.20 Gaz türbinli kojenerasyon sisteminin T-S diyagramı

Sıcak ve soğuk ısı kaynakları arasında düşünülen ısı kaçağı değeri

$$\dot{Q}_{LK} = \dot{C}_I(T_H - T_L) = \xi \dot{C}_W(T_H - T_L) \quad (3.78)$$

olmaktadır. Kojenerasyon çevriminde sıcak ısı kaynağından transfer edilen toplam ısı miktarı

$$\dot{Q}_{HT} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_{LK} = \dot{C}_W \varepsilon_H(T_H - T_5) + \xi \dot{C}_W(T_H - T_L) \quad (3.79)$$

olarak yazılır ve soğuk ısı kaynağına atılan toplam ısı miktarı ise

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_{LK} = \dot{C}_W \varepsilon_L(T_X - T_L) + \xi \dot{C}_W(T_H - T_L) \quad (3.80)$$

şeklinde ifade edilir. Rejeneratöre ait etkinlik ifadesi,

$$\varepsilon_R = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} = \frac{T_4 - T_6}{T_4 - T_2} \quad (3.81)$$

şeklinde yazılır. Denklem (3.81) kullanılarak

$$T_5 = \varepsilon_R T_4 + T_2(1 - \varepsilon_R) \quad (3.82)$$

ve

$$T_6 = \varepsilon_R T_2 + T_4(1 - \varepsilon_R) \quad (3.83)$$

elde edilir. Denklem (3.69), (3.70) ve (3.71) yardımıyla

$$T_3 = \varepsilon_H T_H + T_5(1 - \varepsilon_H) \quad (3.84)$$

$$T_1 = \varepsilon_L T_L + T_X(1 - \varepsilon_L) \quad (3.85)$$

$$T_X = \varepsilon_K T_K + T_6(1 - \varepsilon_K) \quad (3.86)$$

şeklinde yazılır. Denklem (3.85), denklem (3.86)'da yerine yazılarak kompresör giriş sıcaklığı T_1 aşağıdaki gibi elde edilir:

$$T_1 = \varepsilon_L T_L + \varepsilon_K T_K(1 - \varepsilon_L) + T_6(1 - \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_K) \quad (3.87)$$

Denklem (3.82) ve (3.83) denklem (3.84) ve (3.87)'de yerine yazılırsa,

$$T_3 = \varepsilon_H T_H + T_2(1 - \varepsilon_R)(1 - \varepsilon_H) + T_4 \varepsilon_R(1 - \varepsilon_H) \quad (3.88)$$

$$T_1 = \varepsilon_L T_L + \varepsilon_K T_K(1 - \varepsilon_L) + T_2 \varepsilon_R(1 - \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_K) + T_4(1 - \varepsilon_R)(1 - \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_K) \quad (3.89)$$

olarak elde edilir. Türbin ve kompresör izentropik verimleri

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4S}}, \quad (3.90)$$

$$\eta_C = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.91)$$

olmaktadır. Denklem (3.90) ve (3.91) yardımıyla

$$T_{2S} = (1 - \eta_C)T_1 + \eta_C T_2 \quad (3.92)$$

$$T_{4S} = T_4 / \eta_T + (1 - 1/\eta_T)T_3 \quad (3.93)$$

yazılır. Termodinamiğin ikinci kanununa göre izentropik sıcaklık oranı

$$\phi = T_{2S} / T_1 = T_3 / T_{4S} \quad (3.94)$$

olur. Denklem (3.92) ve (3.94) kullanılarak

$$T_2 = T_1 [k_1 (\phi - 1) + 1] \quad (3.95)$$

elde edilmektedir ve $k_1 = 1/\eta_C$. Denklem (3.95), denklem (3.89)'da yazılarak

$$T_4 = T_1 (k_5 + k_6 \phi) + k_7 \quad (3.96)$$

elde edilir ve buradaki katsayılar aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$k_2 = \varepsilon_L T_L + \varepsilon_K T_K (1 - \varepsilon_L)$$

$$k_3 = \varepsilon_R (1 - \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_K)$$

$$k_4 = (1 - \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_R)(1 - \varepsilon_K)$$

$$k_5 = \frac{[1 + k_3(k_1 - 1)]}{k_4}$$

$$k_6 = -\frac{k_1 k_3}{k_4}$$

$$k_7 = -k_2 / k_4$$

Denklem (3.95) ve (3.96), denklem (3.88)'de kullanılarak T_3 sıcaklığı

$$T_3 = T_1 (k_{12} + k_{13} \phi) + k_{11} \quad (3.97)$$

şeklinde elde edilir ve burada

$$k_8 = (1 - \varepsilon_H)(1 - \varepsilon_R)$$

$$k_9 = \varepsilon_R (1 - \varepsilon_H)$$

$$k_{10} = \varepsilon_H T_H$$

$$k_{11} = k_{10} + k_7 k_9$$

$$k_{12} = k_5 k_9 + k_8 (1 - k_1)$$

$$k_{13} = k_1 k_8 + k_6 k_9$$

olmaktadır. Denklem (3.96) ve (3.97), denklem (3.93)'de yerine yazılarak

$$T_{4s} = T_1 (k_{15} + k_{16} \phi) + k_{17} \quad (3.98)$$

yazılır ve burada kullanılan katsayılar

$$k_{14} = 1 / \eta_T$$

$$k_{15} = k_5 k_{14} + k_{12} (1 - k_{14})$$

$$k_{16} = k_6 k_{14} + k_{13} (1 - k_{14})$$

$$k_{17} = k_7 k_{14} + k_{11} (1 - k_{14})$$

şeklinde tanımlanır. Denklem (3.97) ve (3.98)'in denklem (3.94)'de yerine yazılması ile T_1 sıcaklığı ϕ 'nin fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi elde edilir:

$$T_1 = \frac{(k_{11} - k_{17} \phi)}{(k_{16} \phi^2 + k_{18} \phi - k_{12})} \quad (3.99)$$

Burada $k_{18} = k_{15} - k_{13}$ olmaktadır. Böylece 1, 3, 5, 6 ve X hal noktalarının sıcaklığı izentropik sıcaklık oranının (ϕ) fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Kojenerasyon sisteminin güç çıktısı termodinamiğin birinci kanunu yardımıyla

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \dot{Q}_{HT} - \dot{Q}_{LT} - \dot{Q}_K = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L - \dot{Q}_K \\ &= \dot{C}_w \{ \varepsilon_H (T_H - T_5) - \varepsilon_L (T_X - T_L) - \varepsilon_K (T_6 - T_K) \} \end{aligned} \quad (3.100)$$

olarak elde edilir ve entropi üretimi ise

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_{LT}}{T_L} + \frac{\dot{Q}_K}{T_K} - \frac{\dot{Q}_{HT}}{T_H} = \dot{C}_w \left[\frac{\varepsilon_L (T_X - T_L)}{T_L} + \frac{\varepsilon_K (T_6 - T_K)}{T_K} - \frac{\varepsilon_H (T_H - T_5)}{T_H} + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} \right] \quad (3.101)$$

olmaktadır. Güç çıktısının ekserji değeri

$$\dot{E}_w = \dot{W} \quad (3.102)$$

şeklinde tanımlanırken, proses ısısının ekserji değeri ise

$$\dot{E}_Q = \dot{Q}_K \left(1 - \frac{T_L}{T_a} \right) = \dot{C}_W \varepsilon_K (T_6 - T_K) \left(1 - \frac{T_L}{T_a} \right) \quad (3.103)$$

olmaktadır. Burada T_a , X-6 hal noktaları arasındaki ortalama sıcaklıktır ve entropi dengesinden aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$T_a = \frac{T_6 - T_X}{\ln(T_6 / T_X)} \quad (3.104)$$

Kojenerasyon sisteminden elde edilen toplam ekserji değeri denklem (3.102), (3.103) ve (3.104) kullanılarak yazılacak olursa,

$$\dot{E}_T = \dot{E}_W + \dot{E}_Q = \dot{C}_W \left\{ \varepsilon_H (T_H - T_5) - \varepsilon_L (T_X - T_L) - \varepsilon_K (T_6 - T_K) \left[\frac{T_L \ln(T_6 / T_X)}{(T_6 - T_X)} \right] \right\} \quad (3.105)$$

elde edilir. Ayrıca sisteme olan ekserji girdisi

$$\dot{E}_{HT} = \dot{Q}_{HT} (1 - T_L / T_H) = [\varepsilon_H (T_H - T_5) + \xi (T_H - T_L)] (1 - T_L / T_H) \quad (3.106)$$

şeklinde yazılabilir. Kojenerasyon sisteminin ekserji verimi, toplam ekserji çıktısının sisteme olan ekserji girdisine oranı şeklinde aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\varepsilon_v = \frac{\dot{E}_T}{\dot{E}_{HT}} = \frac{\varepsilon_H (T_H - T_5) - \varepsilon_L (T_X - T_L) - \varepsilon_K (T_6 - T_K) T_L \ln \left(\frac{T_6 / T_X}{T_6 - T_X} \right)}{[\varepsilon_H (T_H - T_5) + \xi (T_H - T_L)] (1 - T_L / T_H)} \quad (3.107)$$

Kojenerasyon sisteminin ekolojik performans analizi için Angulo-Brown (1991) tarafından tanımlanan kritere benzer olarak, ekolojik amaç fonksiyonu sistemden elde edilen toplam ekserjiden kayıp kullanılabilir ekserjinin ($T_0 \dot{S}_g$) çıkartılması ile aşağıdaki gibi yazılır:

$$\dot{E} = \dot{E}_T - T_0 \dot{S}_g \quad (3.108)$$

Denklem (3.101) ve (3.105), denklem (3.108)'de yerine yazılarak kojenerasyon sistemi için ekolojik amaç fonksiyonu,

$$\dot{E} = \dot{C}_W \{ x_1 \varepsilon_H (T_H - T_5) - x_2 \varepsilon_L (T_X - T_L) - x_3 \varepsilon_K (T_6 - T_K) - x_4 \xi (T_H - T_L) \} \quad (3.109)$$

olarak elde edilir. Denklemde kullanılan parametreler

$$x_1 = 1 + (T_0 / T_H)$$

$$x_2 = 1 + (T_0 / T_L)$$

$$x_3 = (T_0 / T_K) + \left[\frac{T_L \ln(T_6 / T_X)}{(T_6 - T_X)} \right]$$

$$x_4 = (T_0 / T_L) - (T_0 / T_H)$$

şeklinde tanımlanmıştır. ECOP amaç fonksiyonu ise sistemden elde edilen toplam ekserjinin kayıp kullanılabilir ekserjiye oranı şeklinde tanımlanmıştır:

$$ECOP = \frac{\dot{E}_T}{T_0 \dot{S}_g} \quad (3.110)$$

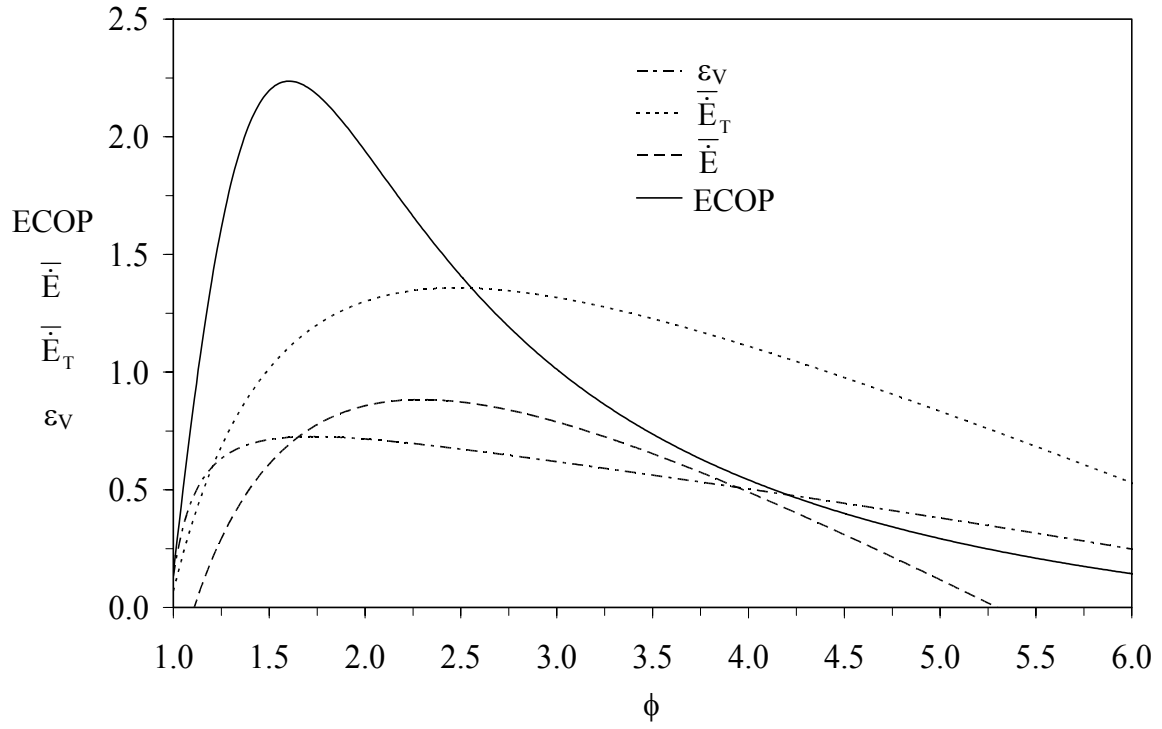
Denklem (3.101) ve (3.105), denklem (3.110)'da kullanılarak kojenerasyon sistemi için ECOP amaç fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılır:

$$ECOP = \frac{\varepsilon_H (T_H - T_5) - \varepsilon_L (T_X - T_L) - \varepsilon_K (T_6 - T_K) \left[\frac{T_L \ln(T_6 / T_X)}{(T_6 - T_X)} \right]}{T_0 \left[\frac{\varepsilon_L (T_X - T_L)}{T_L} + \frac{\varepsilon_K (T_6 - T_K)}{T_K} - \frac{\varepsilon_H (T_H - T_5)}{T_H} + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} \right]} \quad (3.111)$$

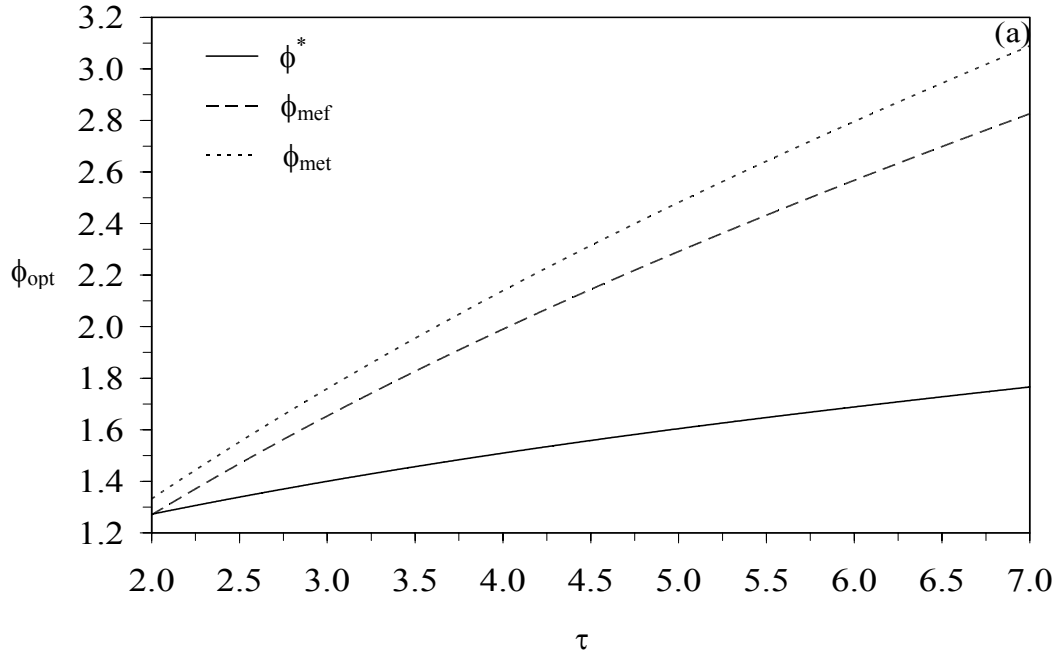
ECOP, $\dot{E}$, $\dot{E}_T$, ε_V ve $\dot{S}_g$ amaç fonksiyonları izentropik sıcaklık oranının (ϕ) fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Elde edilen bu amaç fonksiyonları ϕ 'ye göre nümerik olarak optimize edilmiş ve sonuçlar aşağıda sunulmuştur.

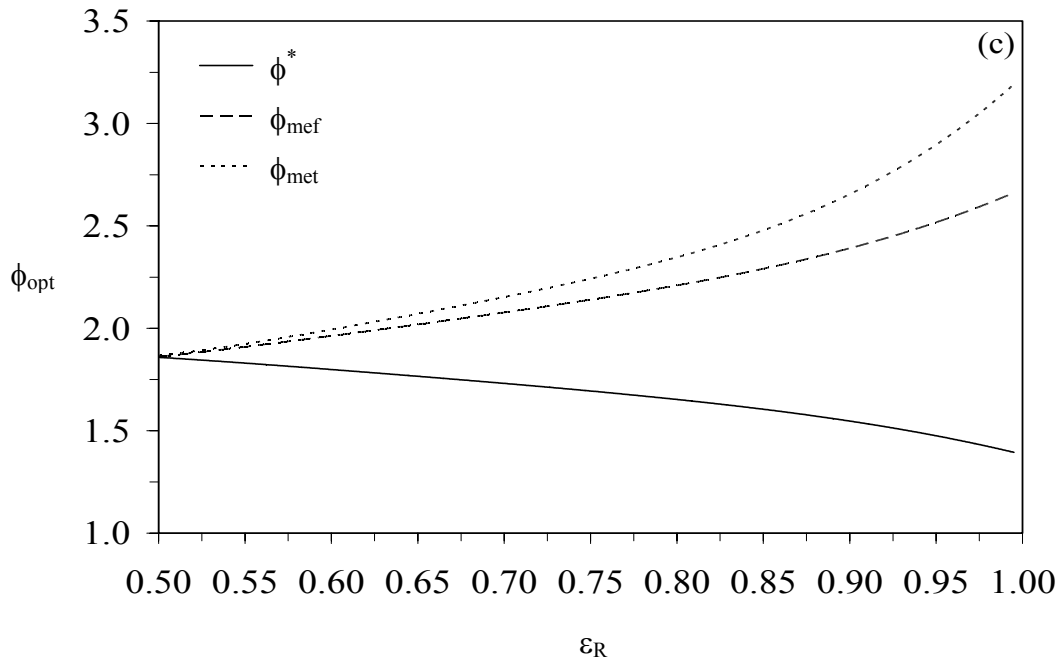
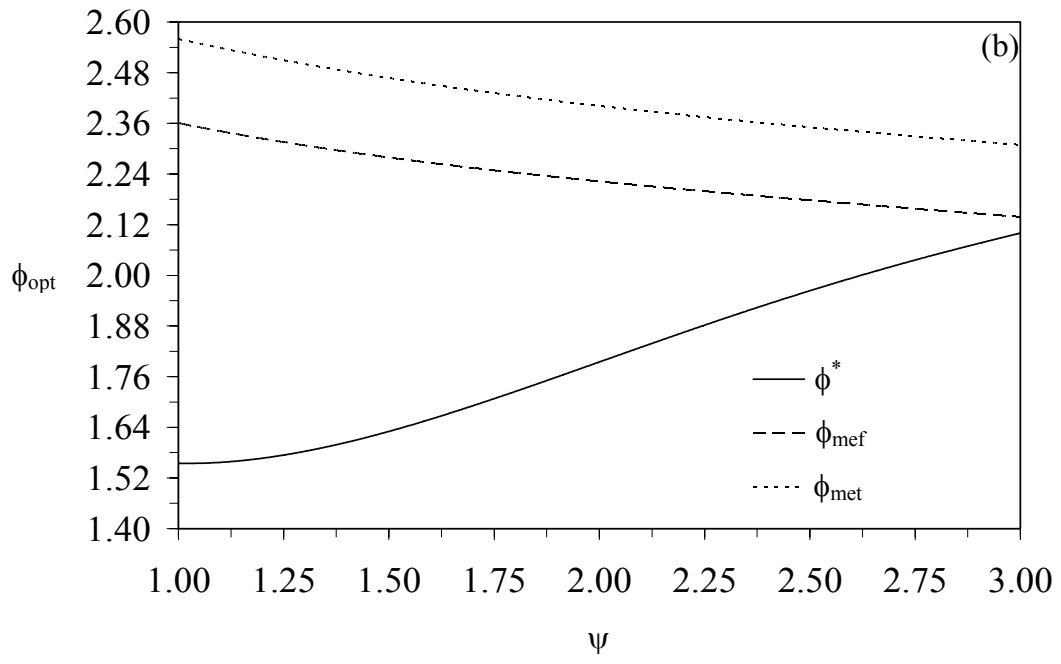
3.3.2 Sonuçlar ve Tartışma

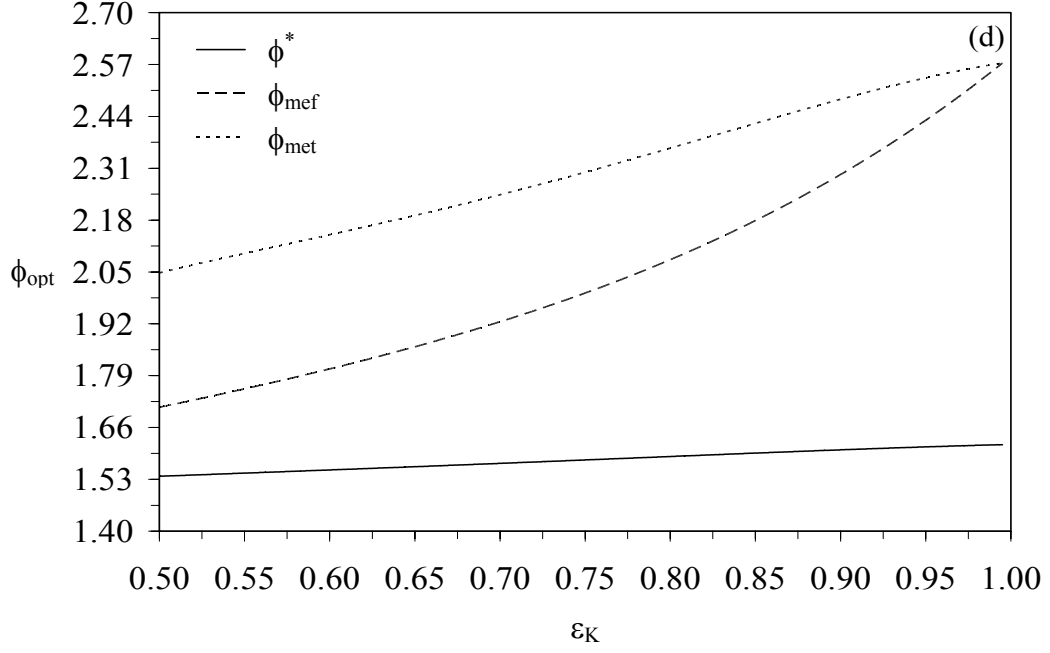
Tersinmez gaz türbinli kojenerasyon sisteminin genel ve optimal performansını ECOP amaç fonksiyonuna bağlı olarak incelemek amacıyla ayrıntılı bir nümerik çalışma gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.21'de ECOP, boyutsuz $\dot{E}$ ve $\dot{E}_T$ amaç fonksiyonlarının izentropik sıcaklık oranı (ϕ) ile değişimi görülmektedir. Şekilden görüleceği üzere, seçilen işletme parametreleri için ECOP, $\dot{E}$, $\dot{E}_T$ ve ε fonksiyonları belirli bir ϕ değerinde maksimum bir değere sahip olmaktadır. Maksimum ECOP, $\dot{E}$ ve $\dot{E}_T$ şartlarındaki optimal izentropik sıcaklık oranlarının (ϕ^* , ϕ_{mef} ve ϕ_{met}) kaynak sıcaklık oranı ($\tau = T_H / T_L$), kullanma sıcaklık oranı ($\psi = T_K / T_L$), rejeneratör etkinliği (ε_R) ve atık ısı kazanının etkinliği (ε_K) ile değişimi Şekil 3.22'de sunulmuştur. Optimal izentropik sıcaklık oranının amaç fonksiyonlarına göre sıralaması $\phi^* < \phi_{mef} < \phi_{met}$ olurken; ϕ^* değeri τ , ψ ve ε_K 'nin artışıyla artmakta buna karşılık ε_R 'nin artışıyla azalmaktadır. Ayrıca maksimum $\dot{E}$ ve $\dot{E}_T$ şartlarındaki ϕ değerleri (ϕ_{mef} ve ϕ_{met}) de τ , ε_R ve ε_K 'nin artışıyla artarken, ψ 'nin artışıyla ise hafifçe azalmaktadır.



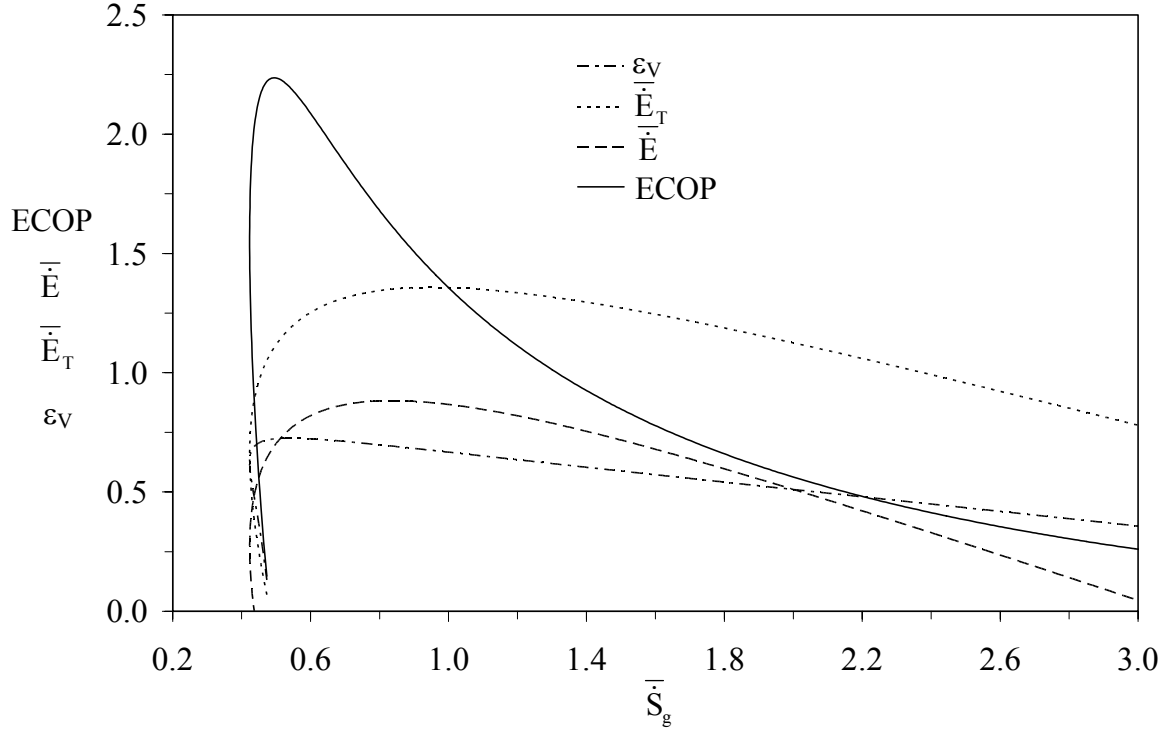
Şekil 3.21 ECOP fonksiyonu, ekserji verimi, boyutsuz toplam ekserji ve ekolojik performans fonksiyonunun izentropik sıcaklık oranı ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\varepsilon_R=0.85$, $\varepsilon_L=\varepsilon_H=\varepsilon_K=0.90$)





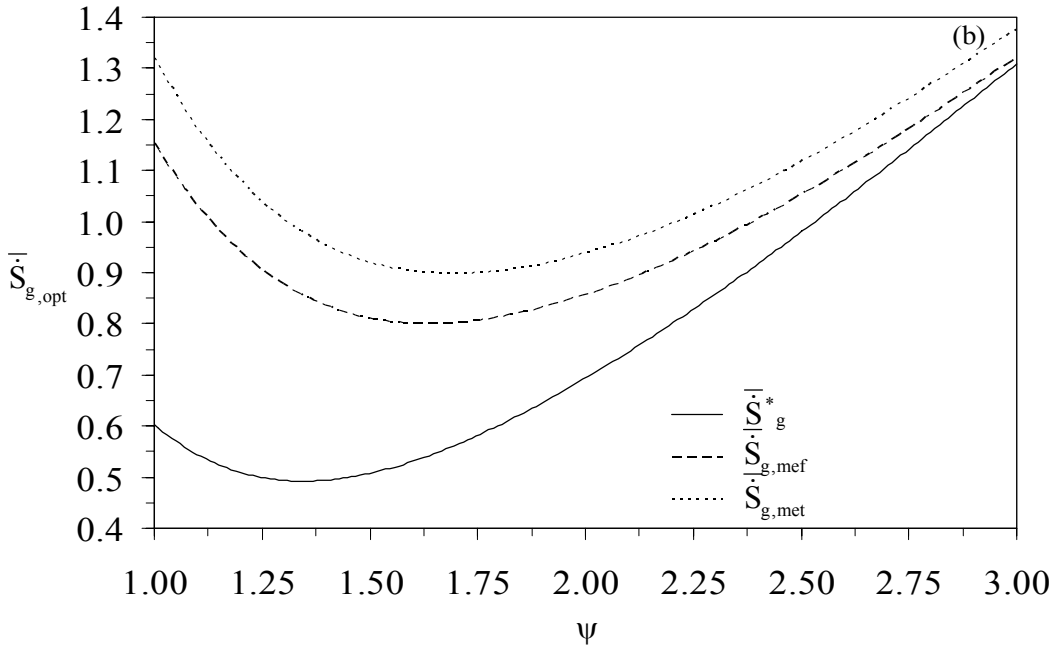
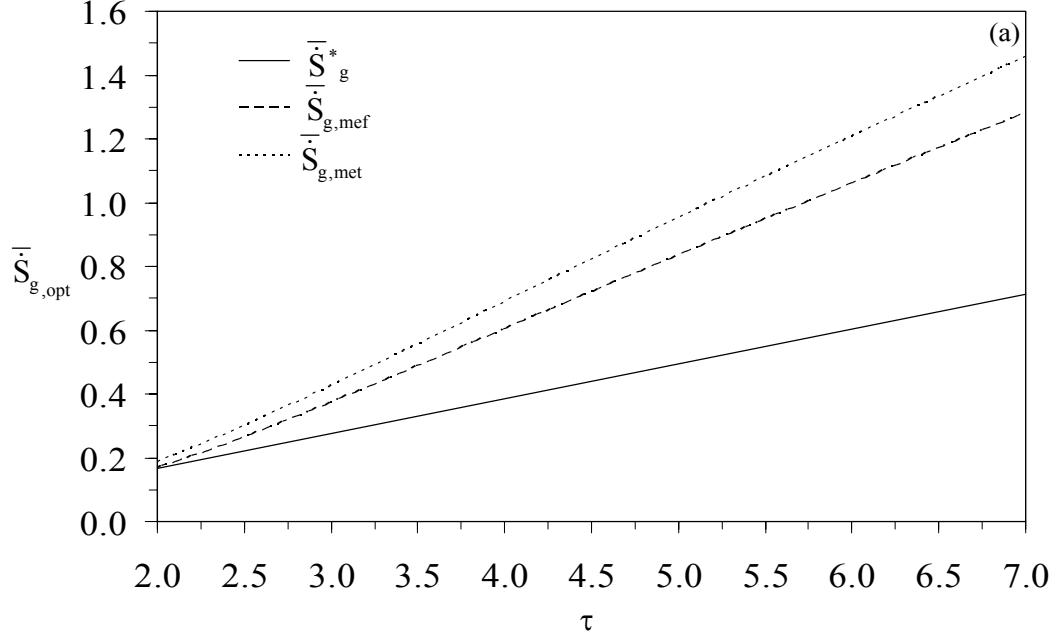


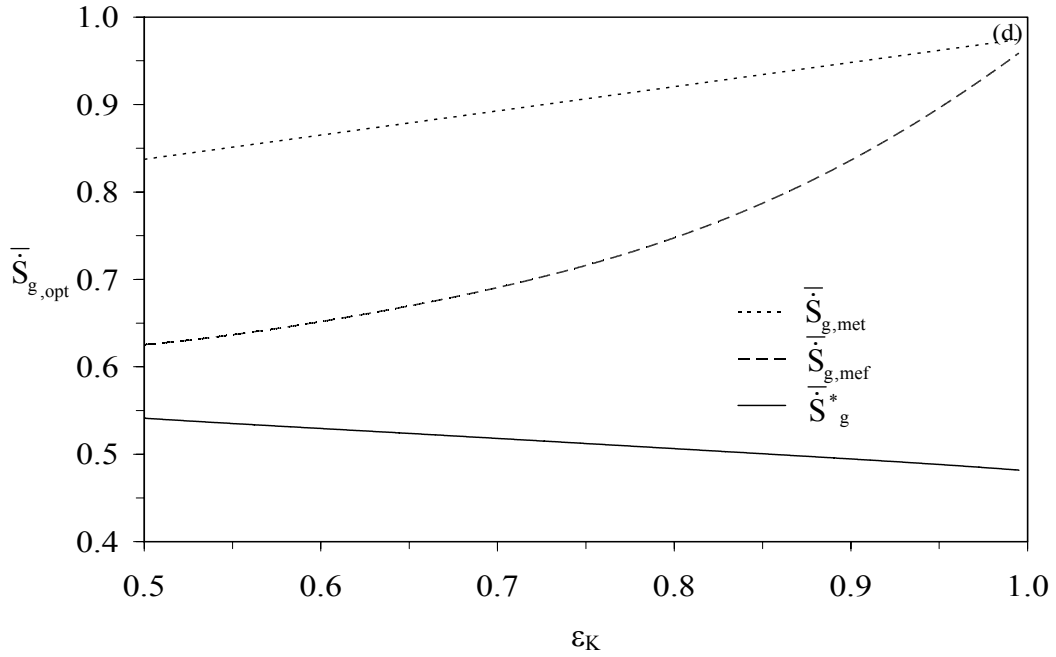
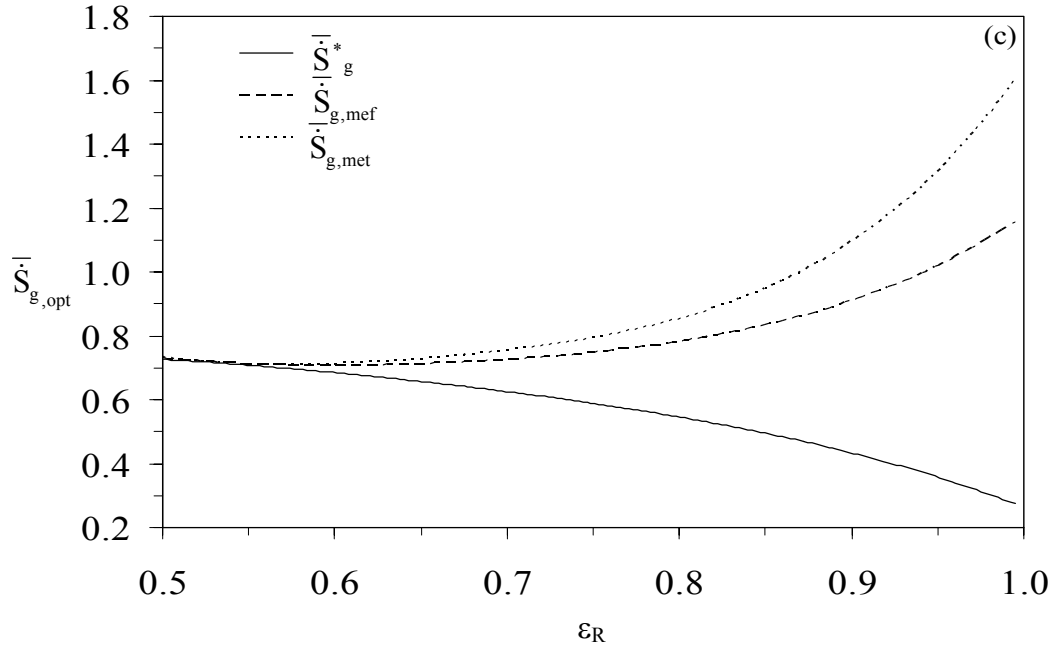
Şekil 3.22 $ECOP_{max}$, $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{E}_{Tmax}$ şartlarındaki optimal izentropik sıcaklık oranlarının kaynak sıcaklık oranı τ (a); kullanma sıcaklık oranı ψ (b); rejeneratör etkinliği ϵ_R (c): ve atık ısı kazanı etkinliği ϵ_K (d):değerleri ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\epsilon_R=0.85$, $\epsilon_L=\epsilon_H=\epsilon_K=0.90$)



Şekil 3.23 $ECOP$ fonksiyonu, ekserji verimi, boyutsuz toplam ekserji ve ekolojik performans fonksiyonunun boyutsuz entropi üretimi ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\epsilon_R=0.85$, $\epsilon_L=\epsilon_H=\epsilon_K=0.90$)

ECOP, boyutsuz $\dot{E}$ ve $\dot{E}_T$ amaç fonksiyonlarının boyutsuz entropi üretimi ($\bar{\dot{S}}_g = \dot{S}_g / \dot{C}_w$) ile değişimi Şekil 3.23’de görülmektedir. $ECOP_{max}$ ve ε_{Vmax} şartlarının, entropi üretimi yönünden $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{E}_{Tmax}$ şartlarına göre daha avantajlı olduğu şekilden görülmektedir.



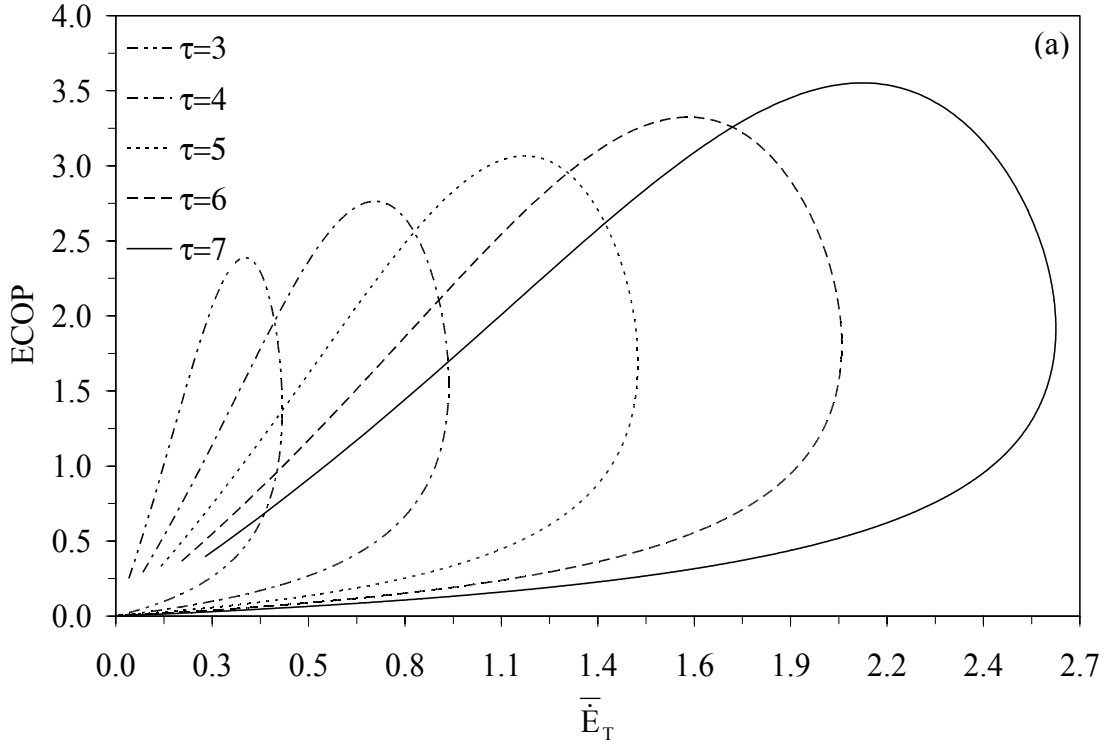


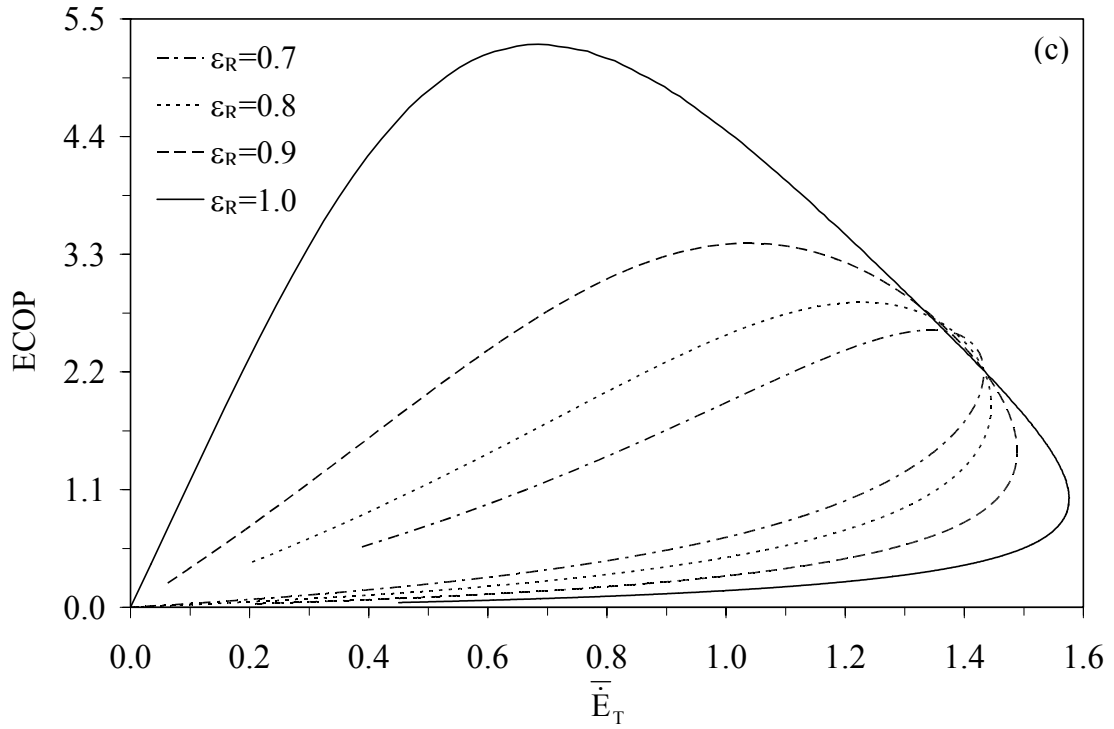
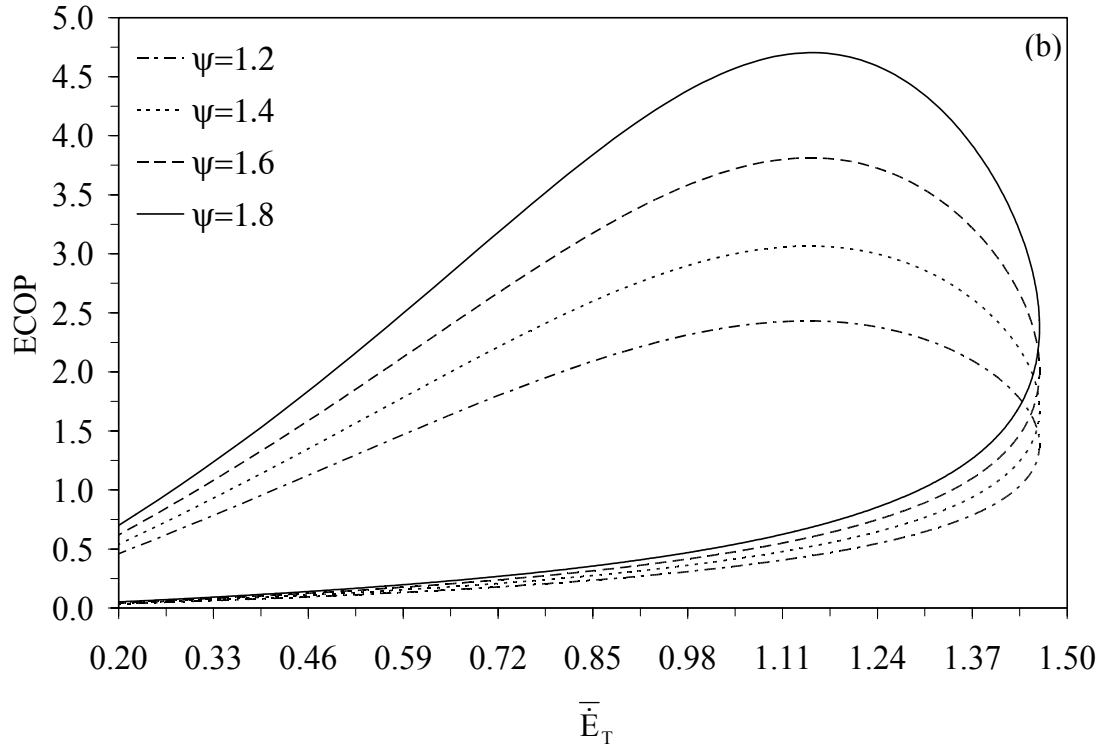
Şekil 3.24 $ECOP_{max}$, $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{E}_{Tmax}$ şartlarındaki optimal entropi üretimlerinin kaynak sıcaklık oranı τ (a); kullanma sıcaklık oranı ψ (b); rejeneratör etkinliği ϵ_R (c); ve atık ısı kazanı etkinliği ϵ_K (d):değerleri ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\epsilon_R=0.85$, $\epsilon_L=\epsilon_H=\epsilon_K=0.90$)

$ECOP_{max}$, $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{E}_{Tmax}$ şartlarındaki entropi üretimlerinin değişik τ , ψ , ϵ_R ve ϵ_K değerleri için mukayesesi Şekil 3.24'de sunulmuştur. $ECOP_{max}$ şartlarındaki entropi üretimi ($\dot{S}_g^*$) τ , ψ , ϵ_R ve ϵ_K 'nin bütün değerleri için $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{E}_{Tmax}$ şartlarındaki entropi üretimlerinden

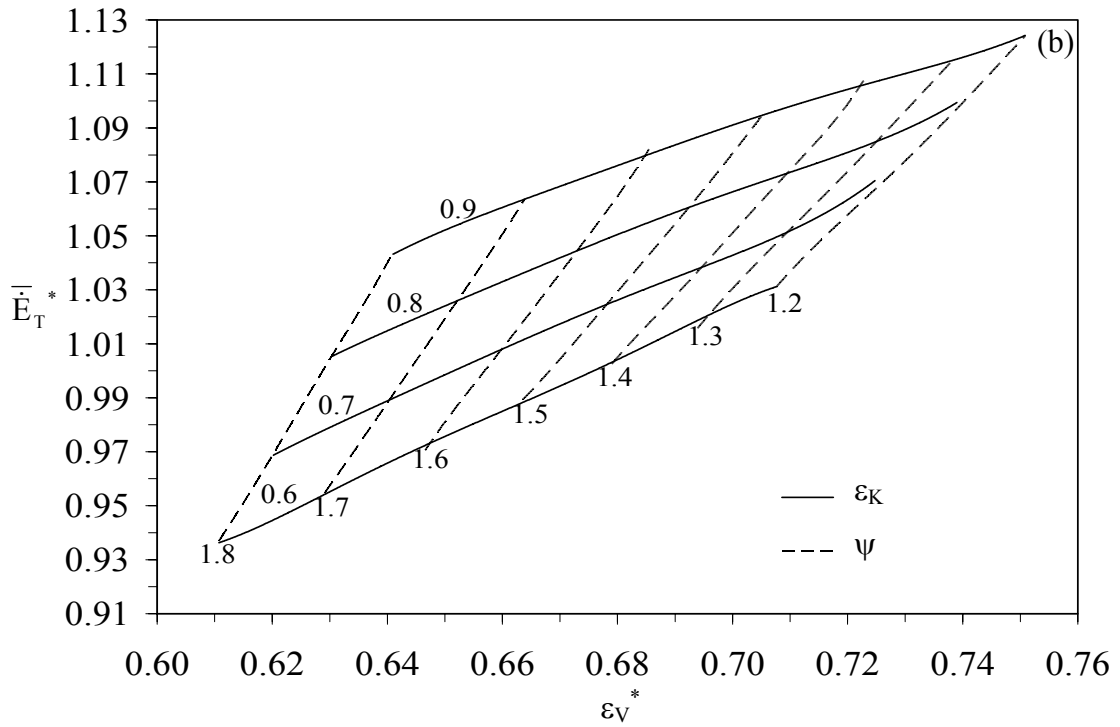
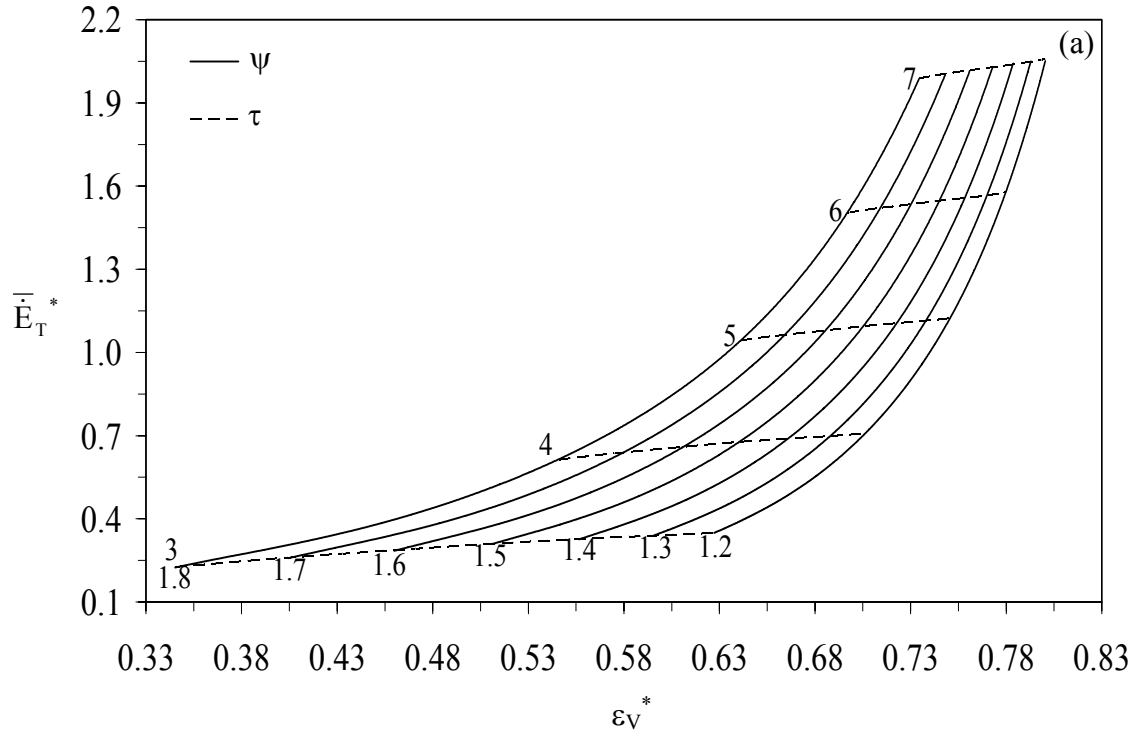
($\dot{S}_{g,mef}, \dot{S}_{g,met}$) daha düşük olmakta ve sıralama $\dot{S}_g^* < \dot{S}_{g,mef} < \dot{S}_{g,met}$ şeklinde gerçekleşmektedir. Ayrıca Şekil 3.24 (b)'den görüleceği üzere optimal entropi üretimleri ψ 'nin belirli bir değeri için minimum olmaktadır.

ECOP amaç fonksiyonunun boyutsuz toplam ekserji çıktısıyla değişimi farklı τ , ψ ve ε_R değerleri için Şekil 3.25'de görülmektedir. ECOP ve $\dot{E}_T$ performansları arasındaki ilişki kapanan bir eğri formu ortaya koymaktadır. Maksimum ECOP şartlarındaki toplam ekserji çıktısı ($\dot{E}_T^*$) maksimum toplam ekserji çıktısından daima daha az olurken, maksimum toplam ekserji şartlarındaki ECOP performansı ($ECOP_{met}$) maksimum ECOP şartlarından ($ECOP_{max}$) her zaman küçük olmaktadır ($ECOP_{met} < ECOP_{max}$ ve $\dot{E}_T^* < \dot{E}_{Tmax}$). $ECOP_{max} - ECOP_{met}$ ve $\dot{E}_{Tmax} - \dot{E}_T^*$ arasındaki fark, kaynak sıcaklık oranı (τ), kullanma sıcaklık oranı (ψ) ve rejeneratör etkinliği (ε_R) arttıkça artmaktadır. Ayrıca $\dot{E}_{Tmax}$ değerleri kullanma sıcaklık parametresinden etkilenmemektedir. ECOP ve $\dot{E}_T$ performansları yönünden optimal dizayn bölgesi $ECOP_{max} > ECOP_{opt} > ECOP_{met}$ ve $E_{Tmax} > E_{Topt} > E_T^*$ olarak elde edilir.

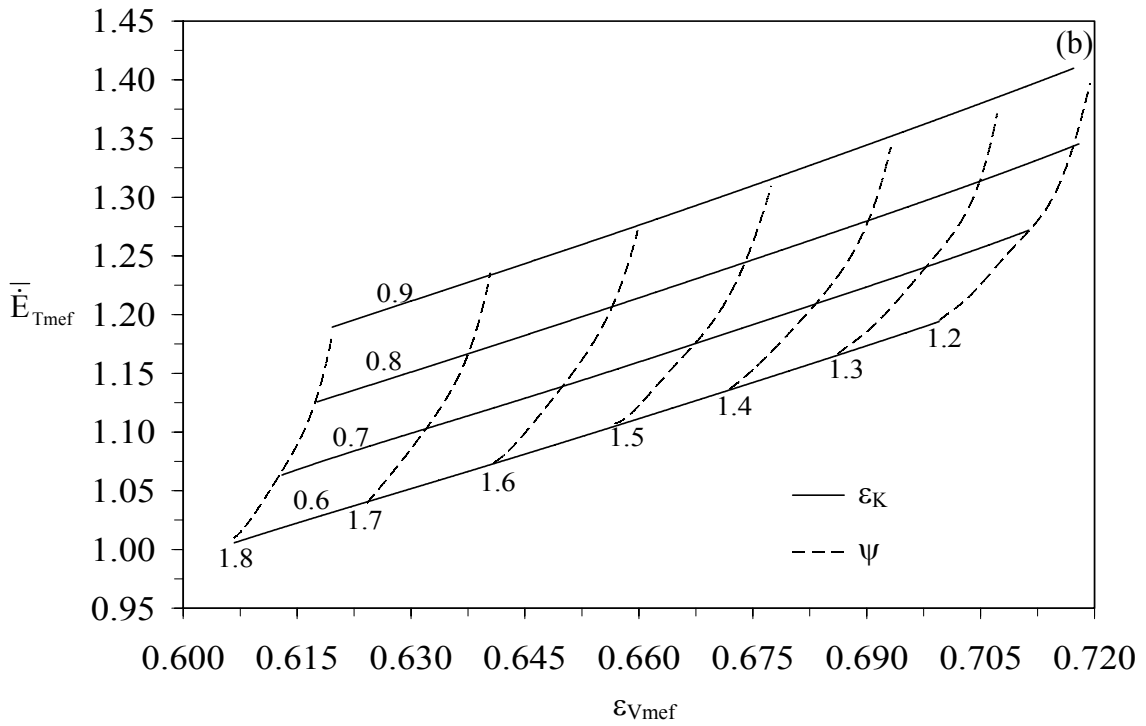
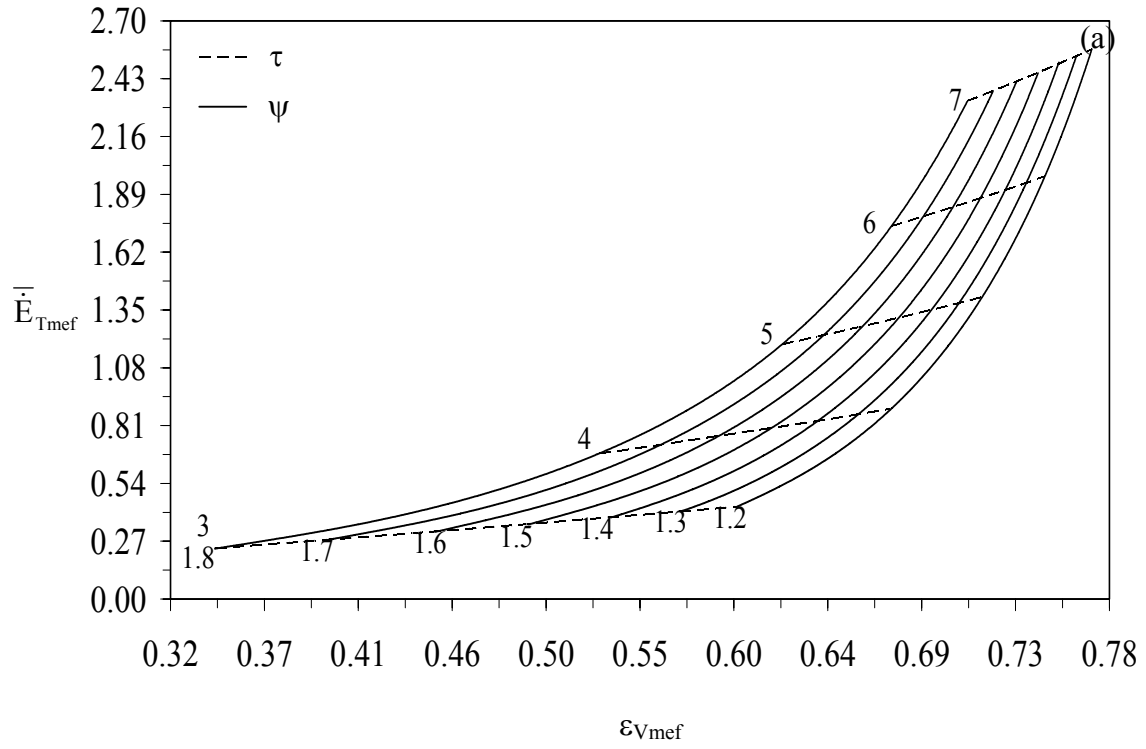




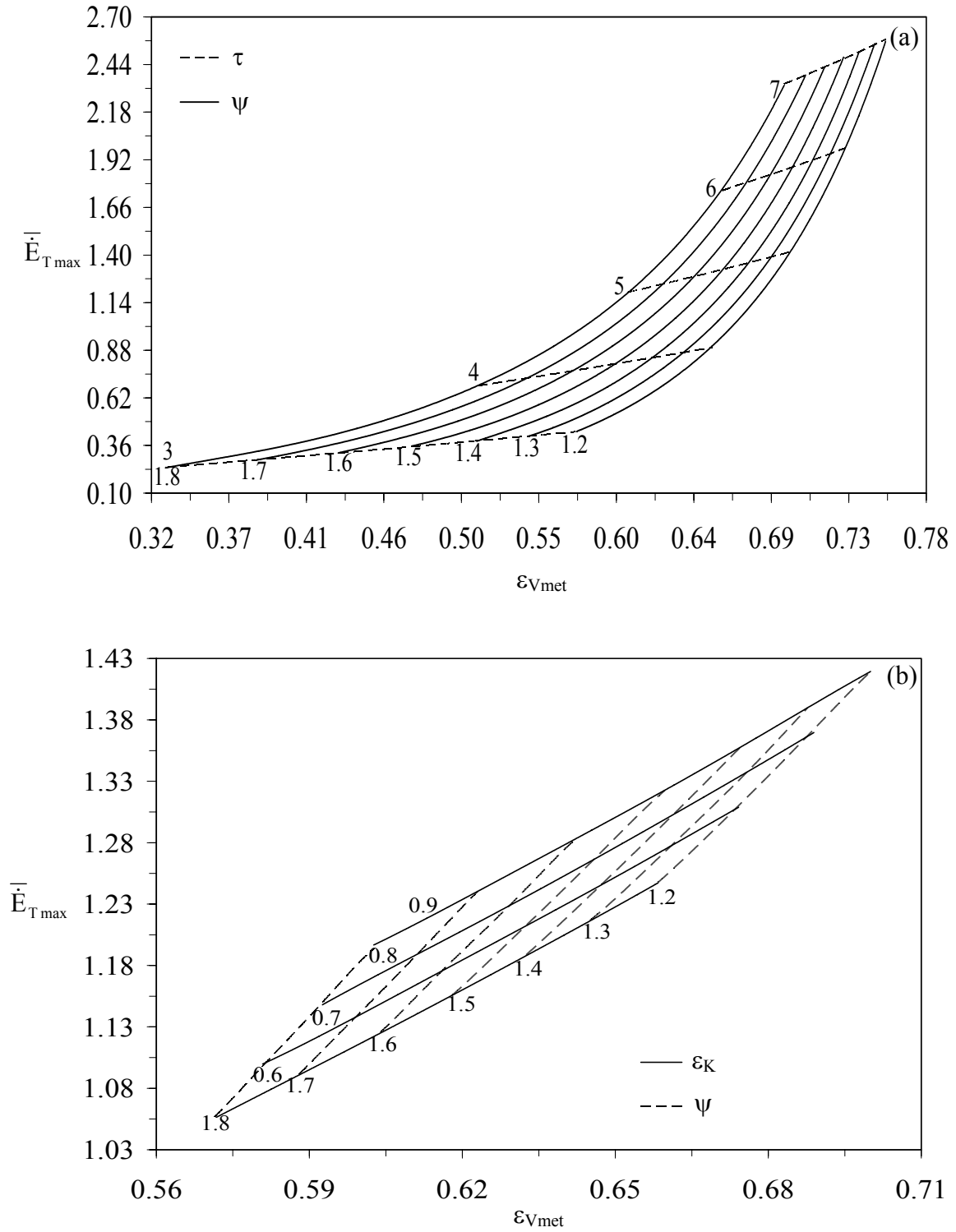
Şekil 3.25 ECOP amaç fonksiyonunun τ (a); ψ (b) ve ϵ_R (c); değerleri için, boyutsuz toplam ekserji çıktısı ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\epsilon_R=0.85$, $\epsilon_L=\epsilon_H=\epsilon_K=0.90$)



Şekil 3.26 $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal toplam ekserji çıktısının, değişik τ ve ψ (a); değişik ψ ve ϵ_K (b); değerleri için optimal ekserji verimi ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_c=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\epsilon_R=0.85$, $\epsilon_L=\epsilon_H=\epsilon_K=0.90$)



Şekil 3.27 $\dot{E}_{\max}$ şartlarındaki optimal toplam ekserji çıktısının, değişik τ ve ψ (a); değişik ψ ve ϵ_K (b); değerleri için optimal ekserji verimi ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\epsilon_R=0.85$, $\epsilon_L=\epsilon_H=\epsilon_K=0.90$)



Şekil 3.28 $\dot{E}_{Tmax}$ şartlarındaki optimal toplam ekserji çıktısının, değişik τ ve ψ (a); değişik ψ ve ϵ_K (b); değerleri için optimal ekserji verimi ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_K=420$ K, $T_H=1500$ K, $\xi=0.02$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.90$, $\epsilon_R=0.85$, $\epsilon_L=\epsilon_H=\epsilon_K=0.90$)

Kaynak sıcaklık oranı (τ), kullanma sıcaklık oranı (ψ) ve ısı kullanıcısı tarafındaki ısı değiştiricisi etkinliğinin (ϵ_K) optimal toplam ekserji çıktıları ve optimal ekserji verimleri üzerindeki etkileri Şekil 3.26-28'de sunulmuştur. Bu şekillerden görüleceği üzere; optimal

toplam ekserji çıktıları ($\dot{E}_T^*$, $\dot{E}_{T_{mef}}$ ve $\dot{E}_{T_{max}}$) ve optimal ekserji verimleri (ε_V^* , $\varepsilon_{V_{mef}}$ ve $\varepsilon_{V_{met}}$) belirli bir τ değeri için artan ψ değeri ile azalmaktadır. Belirli bir ψ değeri için, ε_K arttıkça optimal toplam ekserji çıktıları ($\dot{E}_T^*$, $\dot{E}_{T_{mef}}$ ve $\dot{E}_{T_{max}}$) ve optimal ekserji verimleri (ε_V^* , $\varepsilon_{V_{mef}}$ ve $\varepsilon_{V_{met}}$) artış göstermektedir. Belirli bir τ , ψ ve ε_K değerleri için, optimal $\dot{E}_T$ ve ε_V değerleri farklı amaç fonksiyonlarına göre değişik değerler alır. Bu farklılıkları vurgulayabilmek için sayısal bir örnek verilecek olursa; $\tau = 5$ ve $\psi = 1.4$ için, $ECOP_{max}$ şartlarında $\bar{\dot{E}}_T^* = 1.1105$ ve $\varepsilon_V^* = 0.723$, $\dot{E}_{max}$ şartlarında $\bar{\dot{E}}_{T_{mef}} = 1.3498$ ve $\varepsilon_{V_{mef}} = 0.693$ olurken $\bar{\dot{E}}_{T_{max}} = 1.3575$ ve $\dot{E}_{T_{max}}$ şartlarındaki $\varepsilon_{V_{met}} = 0.675$ olmaktadır. Dikkat edilmelidir ki, optimal dizayn parametreleri farklı amaç fonksiyonlarına göre değişmektedir. Dizayn aşamasında bu durumun göz önüne alınması gerekmektedir.

4. KLASİK EKSERJİ ANALİZ YÖNTEMİNE DAYALI OLARAK GAZ TÜRBLİNLERİNİN TERMOEKOLOJİK PERFORMANS OPTİMİZASYONU

Bu bölümde, termo-ekolojik performans analizine basit gaz türbinli sistemden başlanacaktır. Sisteme önce ekserji analizi uygulanarak, ekolojik performansı araştırılacaktır. Daha sonra verimi artırmak için sisteme rejeneratör (hava ön ısıtıcısı) ilave edilip rejeneratörlü tesisin ekolojik performans analizi yapılacaktır. Rejeneratörlü tesise ısı geri kazanım ünitesi ilave edilerek kojenerasyon tesisi elde edilecek ve bu tesis için ekolojik performans araştırılacaktır. Bütün bu tesisler için ekolojik performansı maksimum yapan, optimum dizayn ve çalışma şartları belirlenecektir.

Sistemlerin ekserji analizi için Bejan (1995) ve Sevilgen (2002)'den faydalanılmıştır. Bir sistemin ekserji analizi yapılırken, başlangıç noktasından itibaren basamak basamak akış esnasındaki her bir nokta için sahip olduğu termodinamik özellikler (T_1 , p_1 , V_1) kullanılarak entalpi ve entropi değerleri hesaplanır. Sistemlerde iş akışkanı olarak hava, yanma ürünleri ve yakıt vardır. İdeal gaz kabulü yapılan hava, yanma ürünleri ve yakıt olarak kullanılan metan için sıcaklığa bağlı olarak aşağıda verilen denklemlerle h , c_p ve s değerleri hesaplanır. Akışkanı oluşturan saf maddelerin bu değerleri mol fraksiyonları ile çarpılarak her bir noktanın entalpi ve entropisi bulunur (Bejan,1995).

$$\bar{C}_p^0 = a + by + cy^{-2} + dy^2 \quad (4.1)$$

$$\bar{h}^0 = 10^3 \left[H^+ + ay + \frac{b}{2}y^2 - cy^{-1} + \frac{d}{3}y^3 \right] \quad (4.2)$$

$$\bar{s}^0 = S^+ + a \ln T + by - \frac{c}{2}y^{-2} + \frac{d}{2}y^2 \quad (4.3)$$

Yukarıda verilen denklemlerde $y = T/1000$ olmaktadır. Entalpi ve entropi değerlerini hesaplamada kullanılacak olan katsayılar değişik maddeler için Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Analizde kullanılan maddelere ait katsayılar (Bejan, 1995)

MADDE	FORMÜL	H ⁺	S ⁺	a	b	c	D
Azot	N ₂	-9.982	16.203	30.418	2.544	-0.238	0
Hidrojen	H ₂	-7.823	-22.966	26.882	3.586	0.105	0
Oksijen	O ₂	-9.589	36.116	29.154	6.477	-0.184	-1.017
Karbondioksit	CO ₂	-413.89	-87.078	51.128	4.368	-1.469	0
Su	H ₂ O _(g)	-253.87	-11.75	34.376	7.841	-0.423	0
Su	H ₂ O _(s)	-289.93	-67.147	20.355	109.198	2.033	0
Metan	CH ₄	-81.242	96.731	11.933	77.647	0.142	-18.414

Modellerin analizinde yapılan kabuller aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Sistem sürekli rejimde çalışmaktadır.
- Hava ve yanma ürünleri için ideal gaz karışımı prensipleri uygulanmıştır.
- Yakıt olarak ideal gaz olarak modellenmiş olan metan kullanılmış ve yüksek basınçtaki bir kaynaktan istenilen basınçta temin edilmiştir.
- Yanma odasında gerçekleşen yanma tam yanmadır ve N₂ yanmaya katılmamaktadır.
- Yanma odasındaki ısı kaybı, yakıtın alt ısı değerinin %2'si kadardır ve sistemdeki diğer elemanlardan ısı kaybı olmamaktadır.
- Sistemdeki basınç kayıpları dikkate alınmamıştır.

Termal sistemlerin dizaynında ve optimizasyonunda, sabit parametrelerin bağımsız değişkenler olarak tanımlanması önemlidir. Optimizasyon çalışmalarında sabit parametreler belirli aralıklarda değiştirilebilir, ancak parametreler verilen uygulama için sabit kalmaktadır. Bunların dışındaki bütün değişkenler, bağımlı değişkendir ve değerleri bağımsız değişkenler kullanılarak hesaplanır.

Burada yapılan analizde kompresör basınç oranı ($Pr_c = p_2 / p_1$), kompresör ve türbin izentropik verimleri (η_C , η_T) ve türbin girişindeki yanma ürünlerinin sıcaklığı (T_{max}) sabit değişkenler olarak alınmıştır.

Analizlerde kullanılan parametreler Bejan (1995)'den faydalanılarak belirlenmiş ve herbir eleman için aşağıda verilmiştir:

Kompresör:

Ekserji değerlerinin hesaplanmasında çevre önemli bir faktördür. Bunun için hesaba başlamadan önce çevre tanımının yapılması zorunludur. Hesaplamalarda standart çevre olarak kabul edilen atmosfer şartları alınmıştır.

Hava debisi $\dot{m}_a = \dot{m}_1 = 1 \text{ kg/s}$

Çevre sıcaklığı $T_1 = 298.15 \text{ K (25 } ^\circ\text{C)}$

Çevre basıncı $P_1 = 1.013 \text{ bar}$

Havanın kimyasal kompozisyonu: % 77.48 N_2 , %20.59 O_2 , %0.03 CO_2 , % 1.19 H_2O olarak kabul edilmiştir.

Yanma Odası:

Yakıt sıcaklığı $T_{10} = 298.15 \text{ K}$

Yakıt basıncı $p_{10} = 12 \text{ bar}$

Yakıtın alt ısı değeri $\overline{AID} = 802361 \text{ kJ/kmol}$

Yakıtın entalpi değeri $\overline{h}_F = -74872 \text{ kJ/kmol}$

Isı Geri Kazanım Ünitesi:

Besleme suyu sıcaklığı $T_8 = 298.15 \text{ K}$

Besleme suyu basıncı $p_8 = 20 \text{ bar}$

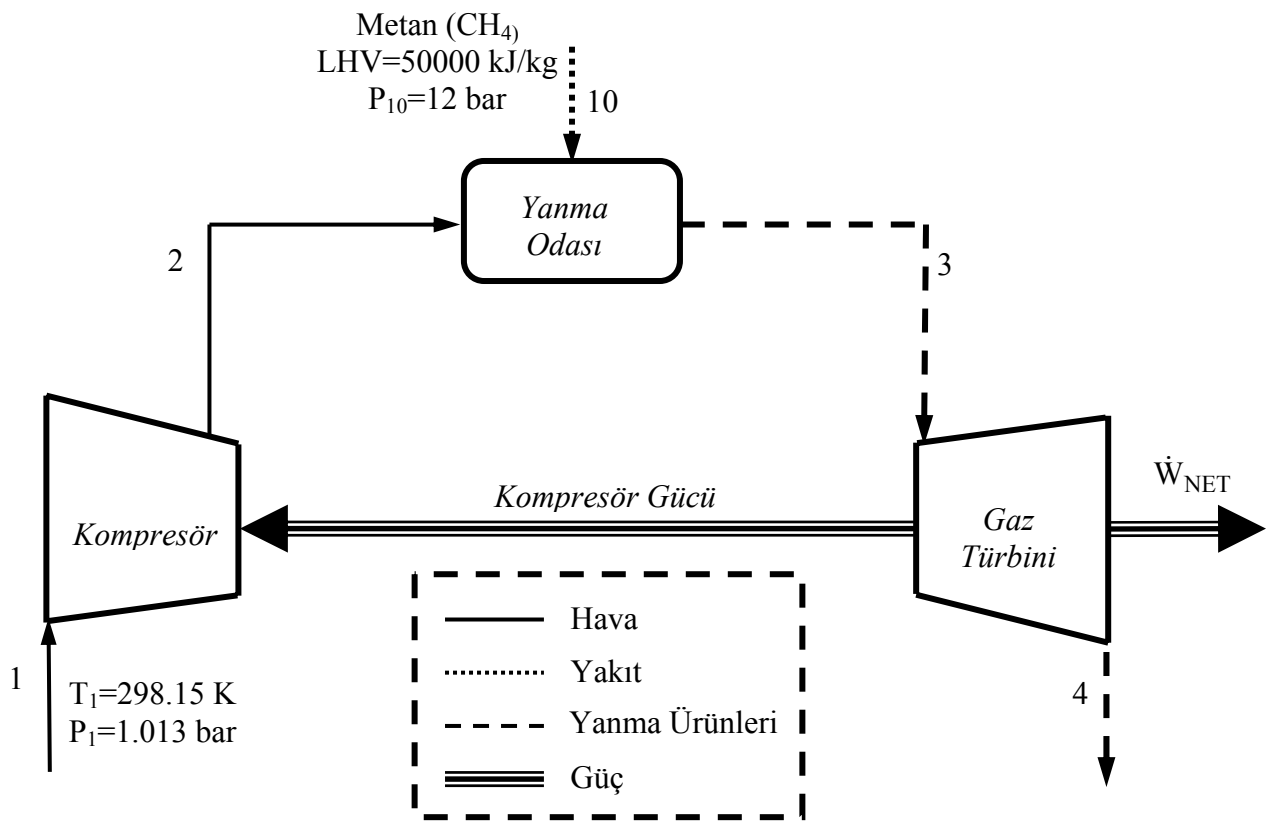
Besleme suyu debisi $\dot{m}_8 = 14 \text{ kg/s}$

Doymuş buhar basıncı $p_9 = 20 \text{ bar}$

Doymuş buhar debisi $\dot{m}_9 = 14 \text{ kg/s}$

4.1 Basit Gaz Türbinli Tesis

Gaz türbinleri genellikle, Şekil 4.1’de gösterildiği gibi açık çevrimde çalışırlar. Çevre koşullarındaki hava, kompresör tarafından emilerek sıkıştırılır, basıncı ve sıcaklığı artar. Yüksek basınçlı hava daha sonra, yakıtın sabit basınçta yakıldığı yanma odasına girer. Yanma sonunda oluşan yüksek sıcaklıktaki gazlar türbinde çevre basıncına genişlerken iş yapar. Türbinden çıkan egzoz gazları atmosfere atılır. Böylece açık çevrim gerçekleşmiş olur. Yakıt olarak metanın kullanıldığı sisteme önce termodinamik analiz, daha sonra ekserji analizi ve son olarak da performans analizi yapılmıştır.



Şekil 4.1 Basit gaz türbinli tesis

4.1.1 Termodinamik Analiz

Kompresörde ideal sıkıştırma (izentropik sıkıştırma) durumu için 1 ve 2s noktalarının entropileri eşittir. Bu durumda,

$$\begin{aligned}
\bar{S}_{2s} - \bar{S}_1 = & 0.7748 \left[\bar{s}^0(T_{2s}) - \bar{s}^0(T_1) - \bar{R} \ln \frac{0.7748 p_2}{p_{\text{ref}}} + \bar{R} \ln \frac{0.7748 p_1}{p_{\text{ref}}} \right]_{N_2} \\
& + 0.2059 \left[\bar{s}^0(T_{2s}) - \bar{s}^0(T_1) - \bar{R} \ln \frac{0.2059 p_2}{p_{\text{ref}}} + \bar{R} \ln \frac{0.2059 p_1}{p_{\text{ref}}} \right]_{O_2} \\
& + 0.0003 \left[\bar{s}^0(T_{2s}) - \bar{s}^0(T_1) - \bar{R} \ln \frac{0.0003 p_2}{p_{\text{ref}}} + \bar{R} \ln \frac{0.0003 p_1}{p_{\text{ref}}} \right]_{CO_2} \\
& + 0.0190 \left[\bar{s}^0(T_{2s}) - \bar{s}^0(T_1) - \bar{R} \ln \frac{0.0190 p_2}{p_{\text{ref}}} + \bar{R} \ln \frac{0.0190 p_1}{p_{\text{ref}}} \right]_{H_2O} = 0
\end{aligned} \tag{4.4}$$

olmaktadır. Kompresör giriş şartları p_1 ve T_1 değerleri bilinmektedir. Analizde kompresör basınç oranı ($P_{rc}=p_2/p_1$) değişken alındığı için p_2 basıncının değeri de bilinmektedir. Denklem (4.3) de verilen özgül entropi ifadesi N_2 , O_2 , CO_2 ve H_2O için denklem (4.4)'de yerine yazılarak, elde edilecek bağıntıdan T_{2s} sıcaklığı elde edilir. Bulunan T_{2s} sıcaklığına karşılık gelen h_{2s} denklem (4.2) yardımıyla hesaplanır. Kompresör izentropik verimi

$$\eta_c = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1} \tag{4.5}$$

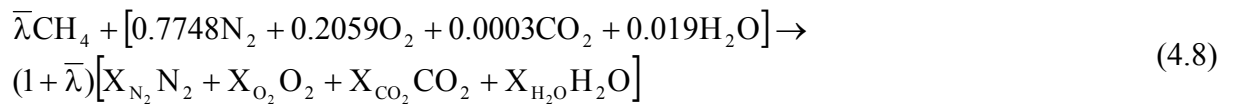
şeklinde tanımlanabilir. Kompresör izentropik verimi kullanılarak, kompresör çıkışındaki 2 noktasının entalpisi denklem (4.6)'daki gibi bulunur ve buna karşılık gelen T_2 sıcaklığı denklem (4.2) yardımıyla hesaplanır.

$$\bar{h}_2 = \bar{h}_1 + \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\eta_c} \tag{4.6}$$

$\bar{\lambda}$ molar olarak yakıt/hava oranını gösterirse; yakıt, hava ve yanma ürünlerinin molar akış oranları arasındaki ilişki

$$\frac{\dot{n}_F}{\dot{n}_a} = \bar{\lambda}, \quad \frac{\dot{n}_P}{\dot{n}_a} = 1 + \bar{\lambda} . \tag{4.7}$$

şeklinde yazılabilir. Metanın yanma denklemi, tam yanma ve N_2 'nin yanmaya katılmaması durumunda



olmaktadır. Karbon, hidrojen, oksijen ve azot dengesi yazılarak yanma ürünü bileşenlerinin mol kesirleri

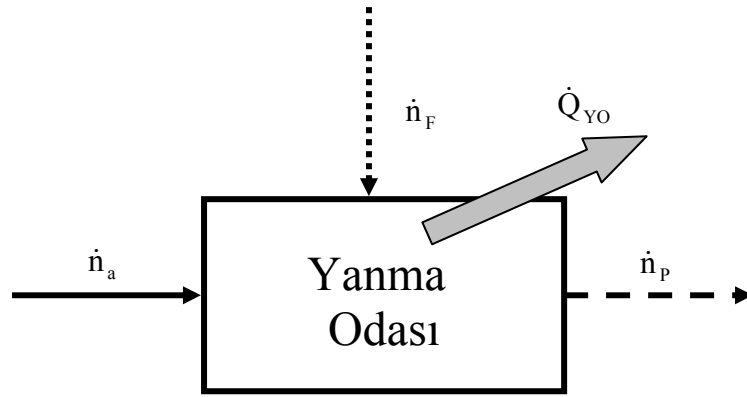
$$X_{N_2} = \frac{0.7748}{1 + \bar{\lambda}} \quad (4.9)$$

$$X_{O_2} = \frac{0.2059 - 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (4.10)$$

$$X_{CO_2} = \frac{0.0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (4.11)$$

$$X_{H_2O} = \frac{0.019 + 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (4.12)$$

elde edilir. Yanma ürünlerinin molar analizinin yapılabilmesi için yakıt/hava oranı, $\bar{\lambda}$ 'nın belirlenmesi gerekir. $\bar{\lambda}$, yanma odasındaki enerji dengesi yardımıyla elde edilebilir.



Şekil 4.2 Yanma odası akış diyagramı

Yanma odasındaki enerji dengesi yazılacak olursa,

$$\dot{Q}_{YO} - \dot{W}_{YO} + \dot{n}_F \bar{h}_F + \dot{n}_a \bar{h}_a - \dot{n}_p \bar{h}_p = 0. \quad (4.13)$$

olur. Yanma odasında yakıtın alt ısı değerinin % 2'si kadar ısı kaybı olduğu kabul edilmiştir.

$$\dot{Q}_{YO} = -0.02\dot{n}_F \bar{AID} = -0.02\bar{\lambda}\dot{n}_a \bar{AID} \quad (4.14)$$

Denklem (4.14), denklem (4.13)'de yerine yazılacak olursa, yanma odasındaki enerji dengesi

$$-0.02\bar{\lambda}\bar{AID} + \bar{h}_a + \bar{\lambda}\bar{h}_F - (1 + \bar{\lambda})\bar{h}_p = 0 \quad (4.15)$$

olmaktadır. Burada $\bar{h}_F = -74872$ kJ/kmol ve $\bar{AID} = 802361$ kJ/kmol olarak alınmıştır (Bejan, 1995). Havanın ve yanma ürünlerinin entalpileri ideal-gaz karışımı prensipleri kullanılarak

$$\bar{h}_a = \{0.7748\bar{h}_{N_2} + 0.2059\bar{h}_{O_2} + 0.0003\bar{h}_{CO_2} + 0.019\bar{h}_{H_2O}\}(T_2) \quad (4.16)$$

$$(1 + \bar{\lambda}) = \{0.7748\bar{h}_{N_2} + (0.2059 - 2\bar{\lambda})\bar{h}_{O_2} + (0.0003 + \bar{\lambda})\bar{h}_{CO_2} + (0.019 + 2\bar{\lambda})\bar{h}_{H_2O}\}(T_3) \quad (4.17)$$

şeklinde elde edilir. Denklem (4.15), (4.16) ve (4.17) kullanılıp $\bar{\lambda}$ çekilecek olursa:

$$\bar{\lambda} = \frac{0.7748\bar{h}_{N_2} + 0.2059\bar{h}_{O_2} + 0.0003\bar{h}_{CO_2} + 0.019\bar{h}_{H_2O}}{\bar{h}_F - 0.02\bar{AID} - (-2\bar{h}_{O_2} + \bar{h}_{CO_2} + 2\bar{h}_{H_2O})}(T_3) \quad (4.18)$$

yazılır. Denklem (4.18)'de hesaplanan $\bar{\lambda}$, denklem (4.9), (4.10), (4.11) ve (4.12)'de yerine yazılarak yanma ürünlerinin mol kesirleri bulunur. Yanma ürünlerinin toplam mol kütlesi, her bir bileşenin mol kütlesinin mol kesirleri ile çarpımının toplamı ile bulunur.

$$M_P = X_{N_2}M_{N_2} + X_{O_2}M_{O_2} + X_{CO_2}M_{CO_2} + X_{H_2O}M_{H_2O} \quad (4.19)$$

Yanma ürünlerinin ve yakıtın kütle debisi, havanın kütle debisi bilindiği için (4.20) ve (4.21) denklemleri yardımıyla hesaplanabilir.

$$\dot{m}_F = \bar{\lambda} \frac{M_F}{M_a} \dot{m}_a \quad (4.20)$$

$$\dot{m}_P = (1 + \bar{\lambda}) \frac{M_P}{M_a} \dot{m}_a \quad (4.21)$$

Türbinde ideal genişleme (izentropik genişleme) durumu için, 3 ve 4s noktalarının entropileri eşittir. Bu durumda,

$$\begin{aligned} \bar{S}_{4s} - \bar{S}_3 = & X_{N_2} \left[\bar{s}^0(T_{4s}) - \bar{s}^0(T_3) - \bar{R} \ln \frac{X_{N_2} p_4}{p_{ref}} + \bar{R} \ln \frac{X_{N_2} p_3}{p_{ref}} \right]_{N_2} \\ & + X_{O_2} \left[\bar{s}^0(T_{4s}) - \bar{s}^0(T_3) - \bar{R} \ln \frac{X_{O_2} p_4}{p_{ref}} + \bar{R} \ln \frac{X_{O_2} p_3}{p_{ref}} \right]_{O_2} \\ & + X_{CO_2} \left[\bar{s}^0(T_{4s}) - \bar{s}^0(T_3) - \bar{R} \ln \frac{X_{CO_2} p_4}{p_{ref}} + \bar{R} \ln \frac{X_{CO_2} p_3}{p_{ref}} \right]_{CO_2} \\ & + X_{H_2O} \left[\bar{s}^0(T_{4s}) - \bar{s}^0(T_3) - \bar{R} \ln \frac{X_{H_2O} p_4}{p_{ref}} + \bar{R} \ln \frac{X_{H_2O} p_3}{p_{ref}} \right]_{H_2O} = 0 \end{aligned} \quad (4.22)$$

olmaktadır. Çevrimin maksimum sıcaklığı olan T_3 değeri bilinmekte ve bu sıcaklığa karşılık gelen h_3 değeri (4.2) denklemi yardımıyla hesaplanabilmektedir. Modelde basınç kaybı olmadığı için $p_3=p_2$ ve $p_4=p_1$ olur. Denklem (4.3) de verilen özgül entropi ifadesi N_2 , O_2 , CO_2 ve H_2O için denklem (4.22)'de yerine yazılarak, elde edilecek bağıntıdan T_{4s} sıcaklığı elde edilir. Bulunan T_{4s} sıcaklığına karşılık gelen h_{4s} denklem (4.2) yardımıyla hesaplanır. Türbin izentropik verimi

$$\eta_T = \frac{\bar{h}_3 - \bar{h}_4}{\bar{h}_3 - \bar{h}_{4s}} \quad (4.23)$$

şeklinde tanımlanabilir. Türbin izentropik verimi yardımıyla, türbin çıkışındaki 4 noktasının entalpisi denklem (4.24)'deki gibi bulunur ve buna karşılık gelen T_4 sıcaklığı denklem (4.2) yardımıyla hesaplanır.

$$\bar{h}_4 = \bar{h}_3 - \eta_T (\bar{h}_3 - \bar{h}_{4s}) \quad (4.24)$$

4.1.2 Ekserji Analizi

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

$$E = E^P + E^K + E^{fiz} + E^{kim} \quad (4.25)$$

Bu bölümde, bütün noktalara ait fiziksel ve kimyasal ekserji değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda kinetik ve potansiyel ekserji miktarları çok küçük olduğu için ihmal edilmiştir. Fiziksel ekserji sistemin sahip olduğu p, T şartlarından, sınırlandırılmış ölü bölgeye yani p_o , T_o şartlarına geçerken elde edilebilecek maksimum iştir.

$$E^{fiz} = \dot{m}[(u - u_o) + P_o(v - v_o) - T_o(s - s_o)] = \dot{m}[(h - h_o) - T_o(s - s_o)] \quad (4.26)$$

Kimyasal ekserjinin hesaplanabilmesi için sistemi oluşturan maddelerin ve çevrenin içeriğinin bilinmesi çok önemlidir. Çevre kendi içersinde dengeli kabul edilir. Çevre şartları her yerde aynı olmadığı için standart bir çevre durumu kabul edilmiştir. Çevrenin standart sıcaklığı $T_o = 298.15$ K ve basıncı $p_o = 1.013$ bar'dır. Bu durumda hesaplanan ekserji standart kimyasal ekserjidir. Çeşitli maddeler için standart ekserji değerleri hesaplanmış ve tablolar haline getirilmiştir. Hesaplamalarda bu tabloların kullanılması hesap kolaylığı sağlar.

1 noktası: Kompresöre giriş olup çevre şartları ile aynı olduğundan fiziksel ekserjisi sıfırdır. Kompresöre girişten yanma odasına girişe kadar akışkan havadır. Bu şartlar 1 ve 2 noktalarıdır. Bu noktalarda havanın kimyasal kompozisyonu çevrenin kompozisyonuyla aynı olduğu için kimyasal ekserjileri de sıfırdır.

2 noktası: (4.27) numaralı denklem i gazına ait T_2 , p_2 şartlarında ve $p_{ref}=1$ bar için entropi değerini vermektedir. Havayı oluşturan bütün gazlar için $\bar{s}$ değerleri hesaplanıp mol fraksiyonları ile çarpılırsa $\bar{s}_2$ değeri elde edilir. Bu değer (4.28) numaralı denklemde yerine yazılarak 2 noktasının fiziksel ekserjisi hesaplanır.

$$\bar{s}_i(T_2, x_i, p_2) = \bar{s}_i^0(T_2) - \bar{R} \ln \frac{x_i p_2}{p_{\text{ref}}} \quad (4.27)$$

$$\dot{E}_2^{\text{fiz}} = \dot{m}_2 \frac{\{\bar{h}_2 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_2 - \bar{s}_0)\}}{M_a} \quad (4.28)$$

Yanma odası çıkışından atmosfere atılana kadar (3-4 arası) akışkan egzoz gazlarıdır. Bu noktalara (3 ve 4 noktaları) ait $\bar{h}_0$ ve $\bar{s}_0$ değerleri hesaplanırken egzoz gazlarının çevre şartlarındaki mol fraksiyonları kullanılır.

3 noktası: Bu nokta yanma odası çıkışı olup entropi değeri (4.29) numaralı denklemden hesaplanır ve bulunan değer (4.30) numaralı denklemde yerine yazılarak bu noktaya ait fiziksel ekserji hesaplanır.

$$\bar{s}_i(T_3, x_i, p_3) = \bar{s}_i^0(T_3) - \bar{R} \ln \frac{x_i p_3}{p_{\text{ref}}} \quad (4.29)$$

$$\dot{E}_3^{\text{fiz}} = \dot{m}_3 \frac{\{\bar{h}_3 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_3 - \bar{s}_0)\}}{M_p} \quad (4.30)$$

Egzoz gazlarının mol fraksiyonu ve bu gazların standart kimyasal ekserji değerleri (4.31) numaralı denklemde yerine yazılarak, birim mol başına kimyasal ekserji değeri hesaplanır. Daha sonra (4.32) denklemi kullanılarak 3 noktasının kimyasal ekserjisi hesaplanır.

$$\bar{e}^{\text{kim}} = \sum_{k=1}^n X_k \bar{e}_k^{\text{kim}} + \bar{R} T_0 \sum_{k=1}^n X_k \ln X_k \quad (4.31)$$

$$\dot{E}_3^{\text{kim}} = \dot{m}_3 \frac{\bar{e}_3^{\text{kim}}}{M_p} \quad (4.32)$$

4 noktası: Bu nokta için, sıcaklık değerine bağlı olarak 3 noktası için yapılan hesap tarzı ile fiziksel ekserji değeri (4.33) denklemi ile bulunur. Bu noktada akışkanın mol fraksiyonu 3 noktası ile aynı olduğundan kimyasal ekserjisi 3 noktasındaki kimyasal ekserjiye eşittir.

$$\dot{E}_4^{\text{fiz}} = \dot{m}_4 \frac{\{\bar{h}_4 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_4 - \bar{s}_0)\}}{M_p} \quad (4.33)$$

10 noktası: Yakıtın tamamen metandan oluştuğu ve ideal gaz kabulü ile fiziksel ekserji değeri (4.34) denklemiyle hesaplanabilir. Burada $T_{10} = T_0$ olduğu için yakıtın fiziksel ekserjisi. (4.35) numaralı denklem yardımı ile hesaplanır.

$$\dot{E}_{10}^{\text{fiz}} = \dot{m}_{10} [\bar{h}_{10} - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_{10} - \bar{s}_0)] \quad (4.34)$$

$$\dot{E}_{10}^{\text{fiz}} = \dot{m}_{10} R T_0 \ln \frac{p_{10}}{p_0} \quad (4.35)$$

Yakıtın birim mol başına standart kimyasal ekserji değeri tablolardan bulunur ve denklem (4.36)'da yerine yazılarak yakıtın kimyasal ekserjisi hesaplanmış olur.

$$\dot{E}_{10}^{\text{kim}} = \dot{m}_{10} \frac{\bar{e}_{10}^{\text{kim}}}{M_F} \quad (4.36)$$

Hal noktalarındaki toplam ekserji değerleri, o noktadaki fiziksel ve kimyasal ekserji değerinin toplanması ile elde edilir.

4.1.3 Performans Analizi ve Sonuçlar

Önceki bölümlerde her bir hal noktası için termodinamik özellikler ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Burada bir sistemin performansını gösteren güç, ekserji verimi ve entropi üretimi değerlerinin analizi yapılmıştır. Bu çerçevede sistemi oluşturan komponentlerin ekserji analizi aşağıda sunulmuştur.

Kompresör:

Kompresörler akışkanın basıncını yükseltme işlevini gerçekleştirirler. Bu makinalara, dönen bir mil aracılığıyla dışarıdan güç aktarılır. Bu bakımdan kompresörlerde iş terimi eksidir, çünkü akışkan üzerinde iş yapılmaktadır.

Kompresöre aktarılan güç:

$$\dot{W}_K = \dot{m}_a \frac{(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)}{M_a} \quad (4.37)$$

Kompresördeki toplam ekserji kaybı:

$$\dot{E}_{DK} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{W}_K \quad (4.38)$$

Türbin:

Gaz türbinlerinde elektrik jeneratörünü döndüren makina türbindir. Akışkan türbinden geçerken mil üzerine yerleştirilmiş kanatçıklara karşı iş yapar. Bunun sonucu olarak mil döner ve türbin işi gerçekleşir. Türbinde yapılan iş artıdır, çünkü akışkan tarafından yapılmaktadır.

Türbinde elde edilen güç:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_p \frac{(\bar{h}_3 - \bar{h}_4)}{M_p} \quad (4.39)$$

Türbindeki toplam ekserji kaybı:

$$\dot{E}_{DT} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 - \dot{W}_T. \quad (4.40)$$

Yanma Odası:

Kompresör tarafından basınçlandırılan hava, yanma odasında sabit basınçta yakılır ve elde edilen yanma ürünleri gaz türbininde genişletilerek iş elde edilir ve egzoz gazları dışarı atılır.

Yanma odasındaki toplam ekserji kaybı:

$$\dot{E}_{DYO} = \dot{E}_2 + \dot{E}_{10} - \dot{E}_3. \quad (4.41)$$

Sistemden elde edilen net güç kompresör ve türbin güçlerinin toplanmasıyla

$$\dot{W}_{NET} = \dot{W}_K + \dot{W}_T = \frac{\dot{m}_a}{M_a} \left\{ (\bar{h}_1 - \bar{h}_2) + (1 + \bar{\lambda})(\bar{h}_3 - \bar{h}_4) \right\} \quad (4.42)$$

şeklinde bulunur. Sistemin ekserji verimi; sistemden elde edilen toplam ekserjinin sisteme olan ekserji girdisine oranı şeklinde tanımlanır:

$$\varepsilon_v = \frac{\dot{E}_T}{\dot{E}_{10} + \dot{E}_1} = \frac{\dot{W}_{NET}}{\dot{E}_{10} + \dot{E}_1} \quad (4.43)$$

Sistemdeki toplam ekserji kaybı, her bir komponentteki ekserji kaybının türbin çıkışında çevreye atılarak kaybedilen ekserji miktarı ile toplanması sonucu bulunur.

$$\dot{E}_D = \dot{E}_{DK} + \dot{E}_{DYO} + \dot{E}_{DT} + \dot{E}_4 \quad (4.44)$$

Sistemdeki toplam ekserji kaybı, sistemin toplam entropi üretimine eşit olmaktadır.

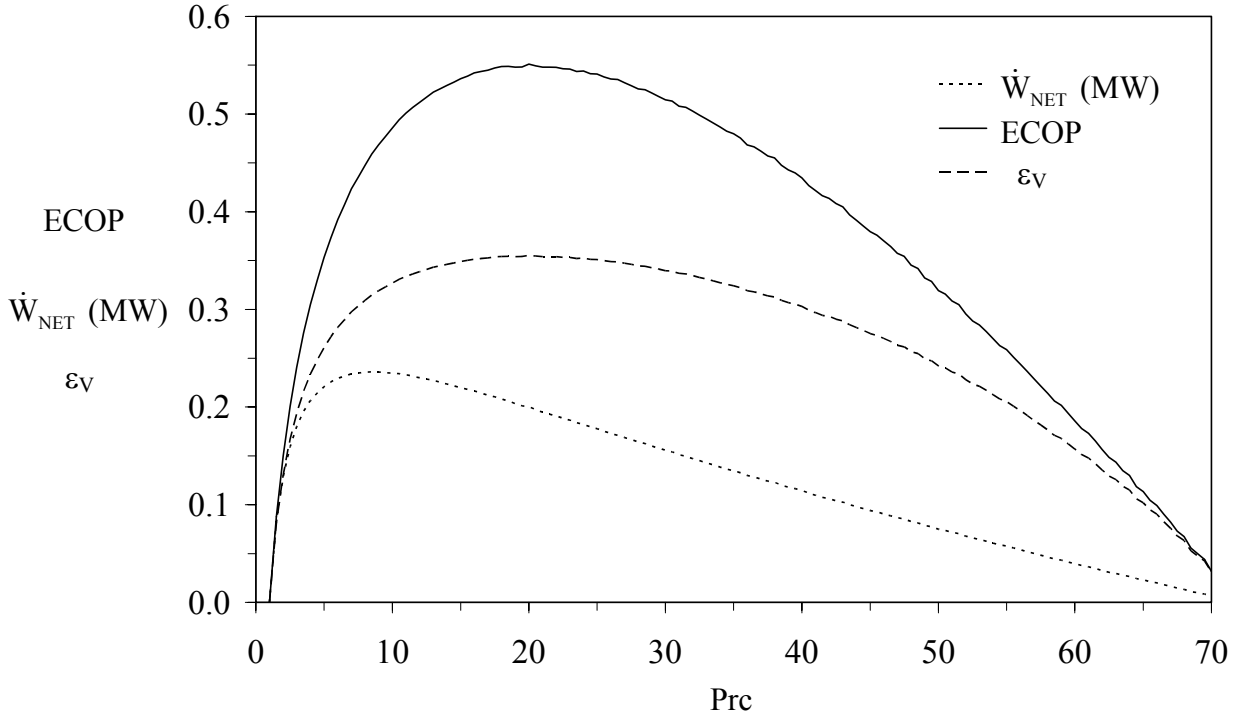
$$\dot{E}_D = T_0 \dot{S}_g \quad (4.45)$$

ECOP ekolojik performans katsayısı, ekserji çıktısının toplam kayıp ekserjiye oranı şeklinde denklem (4.46)'da tanımlandığı gibidir:

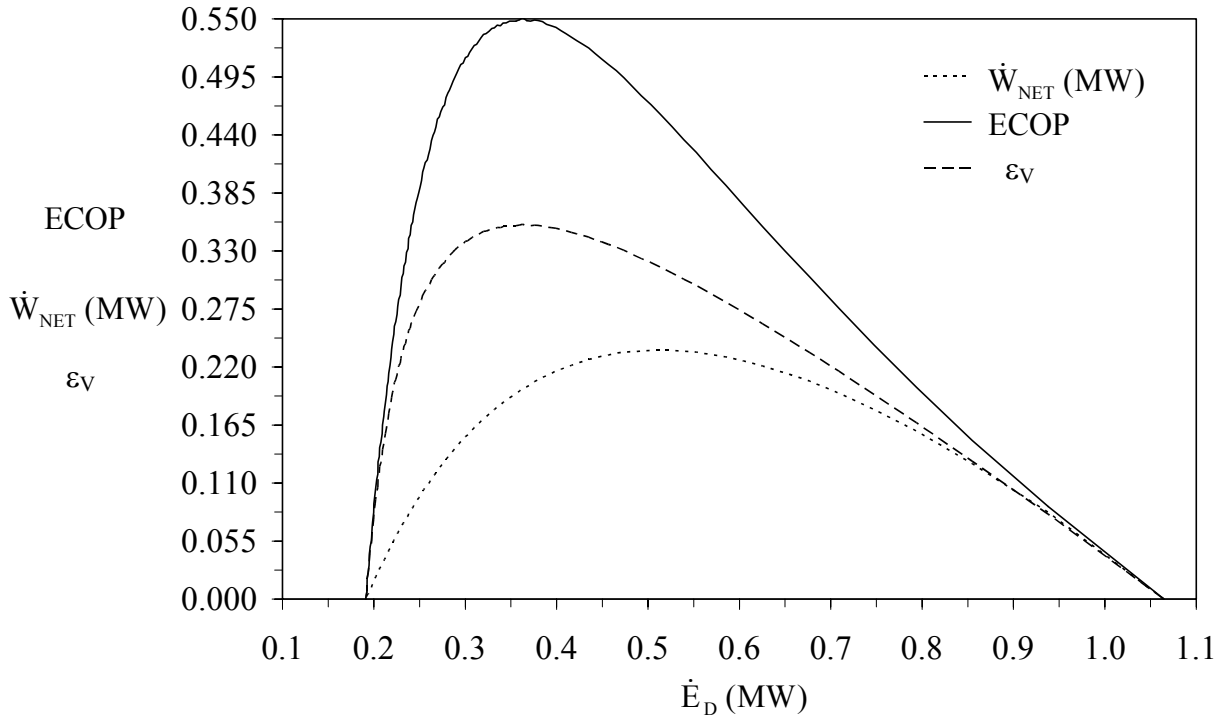
$$ECOP = \frac{\dot{W}_{NET}}{T_0 \dot{S}_g} = \frac{\dot{W}_{NET}}{\dot{E}_D} = \frac{\dot{W}_{NET}}{\dot{E}_{DK} + \dot{E}_{DYO} + \dot{E}_{DT} + \dot{E}_4} \quad (4.46)$$

Basit gaz türbini tesisi için denklem (4.46)'da verilen ECOP fonksiyonu, kompresör basınç oranı parametresine göre maksimize edilerek optimal kompresör basınç oranı araştırılmıştır. Analizlerde, maksimum çevrim sıcaklığı, kompresör ve türbin izentropik verimleri parametre olarak alınmıştır. Bu parametrelerle optimal ve genel performansın nasıl değiştiği incelenmiştir.

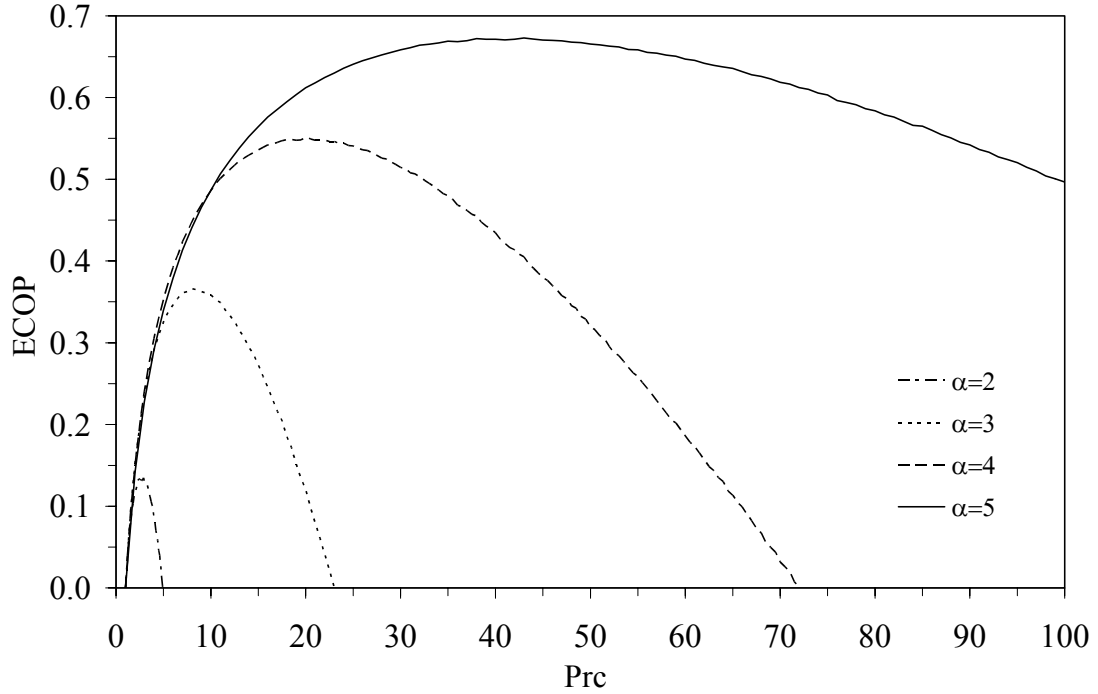
Şekil 4.3 ve 4.4’de ECOP amaç fonksiyonu, net güç ($\dot{W}_{NET}$) ve ekserji veriminin (ε_V) sırasıyla kompresör basınç oranı (P_{rc}) ve toplam ekserji kaybı (E_D) ile değişimi verilmiştir. Maksimum ECOP şartlarındaki kompresör basınç oranı (P_{rc}^*), maksimum ekserji verimi şartlarındaki ($P_{rc,mev}$) kompresör basınç oranına eşit olmakta ve maksimum güç şartlarındaki kompresör basınç oranından ($P_{rc,mp}$) ise daha büyük olmaktadır. Kayıp ekserji yönünden ise maksimum ECOP şartlarıyla maksimum ekserji verimi şartları birbirine eşit olmakla birlikte maksimum güç şartlarına (MP) göre daha az ekserji kaybı vermektedir.



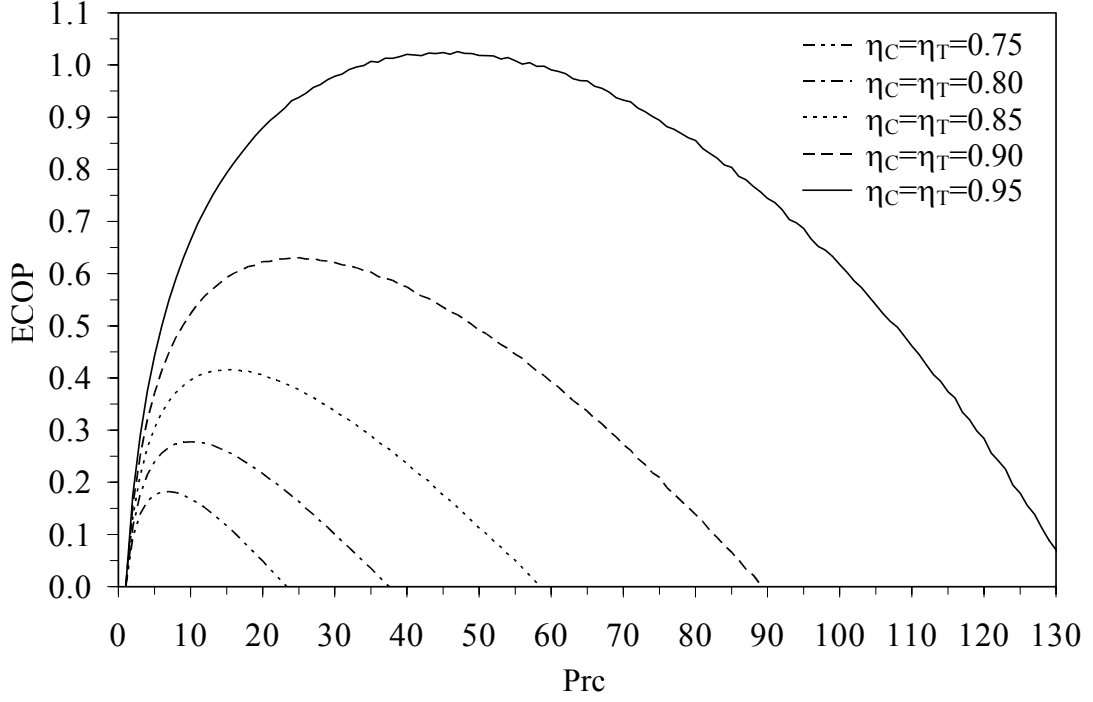
Şekil 4.3 Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonu, net güç ve ekserji veriminin basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)



Şekil 4.4 Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonu, net güç ve ekserji veriminin ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)

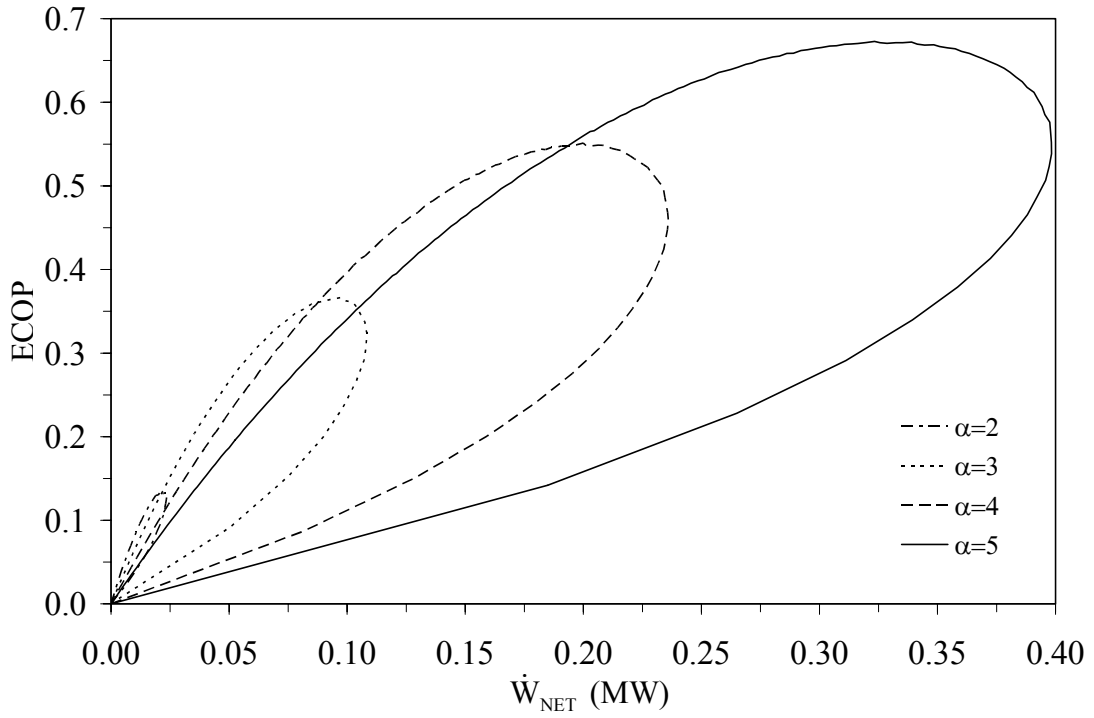


Şekil 4.5 Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik α değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)

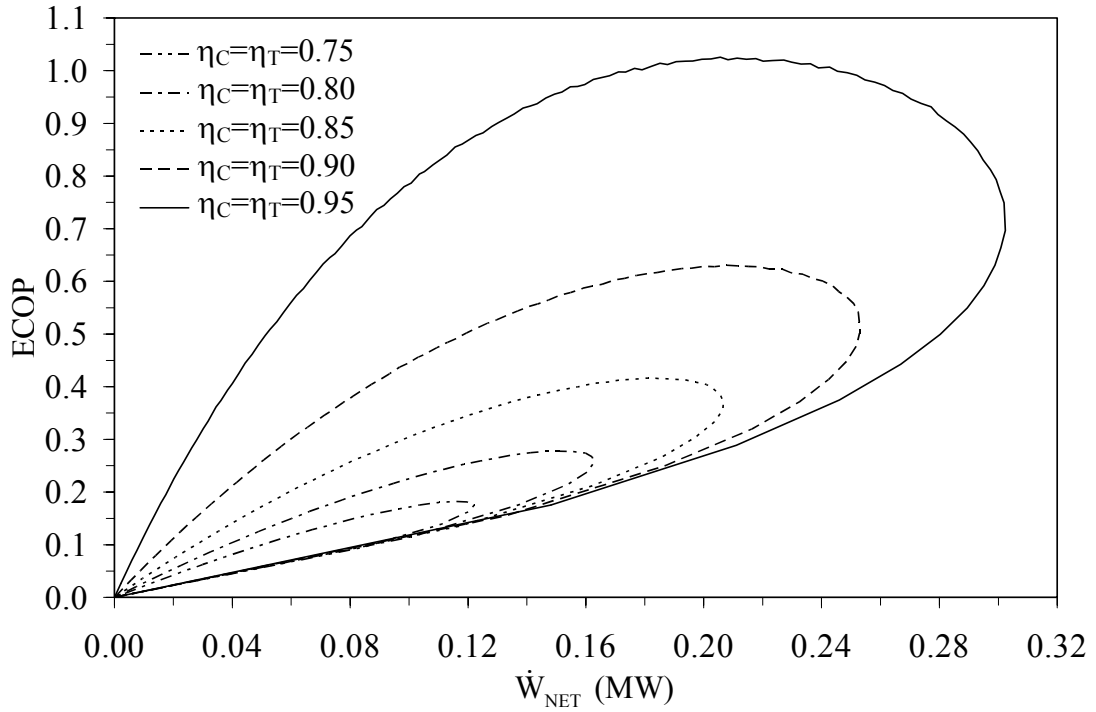


Şekil 4.6 Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik izentropik verim (η_c , η_t) değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$)

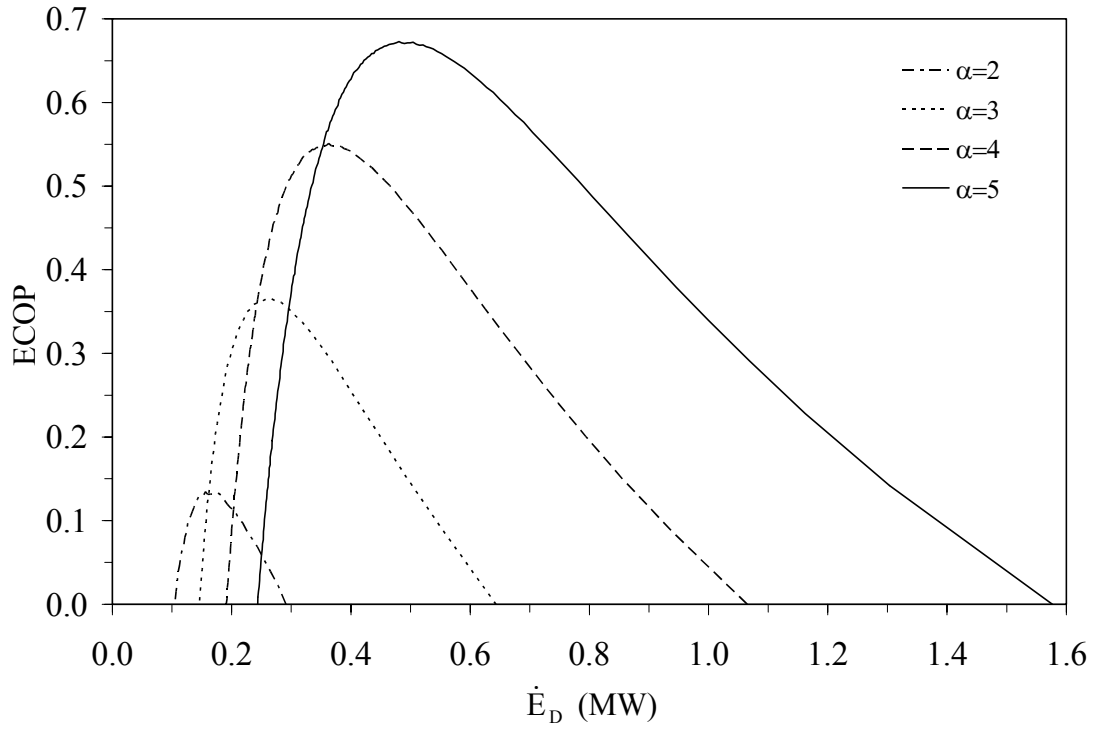
Değişik maksimum çevrim sıcaklık oranları (α) ve kompresör ve türbin izentropik verimleri (η_c , η_t) için, ECOP amaç fonksiyonunun kompresör basınç oranı parametresi ile değişimi Şekil 4.5 ve 4.6'da gösterilmiştir. Maksimum sıcaklık oranının ve izentropik verimlerin artışıyla maksimum ECOP ve optimal kompresör basınç oranı değerleri artmaktadır. ECOP amaç fonksiyonuyla net gücün değişimi de Şekil 4.7 ve 4.8'de değişik α ve $\eta_c=\eta_t$ değerleri için sunulmuştur. Şekillerden görüleceği üzere α ve izentropik verimlerin artması ECOP ve güç yönünden genel ve optimal performansı artırmaktadır.



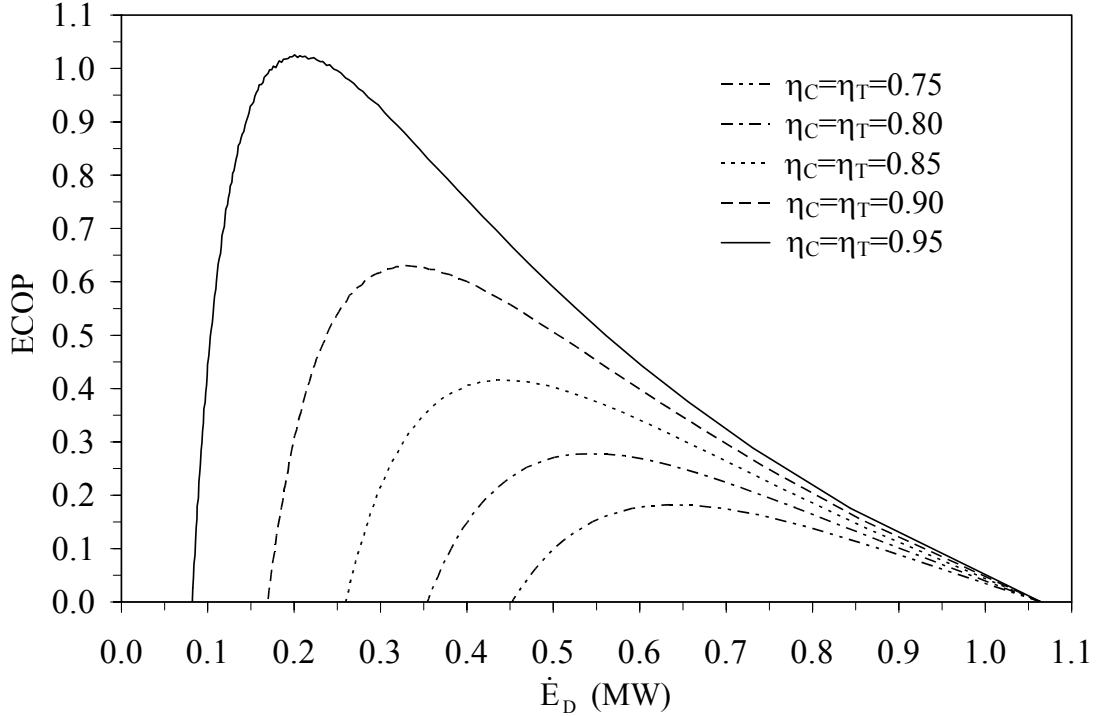
Şekil 4.7 Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik α değerleri için güç çıktısı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)



Şekil 4.8 Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik izentropik verim (η_C , η_T) değerleri için güç çıktısı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$)

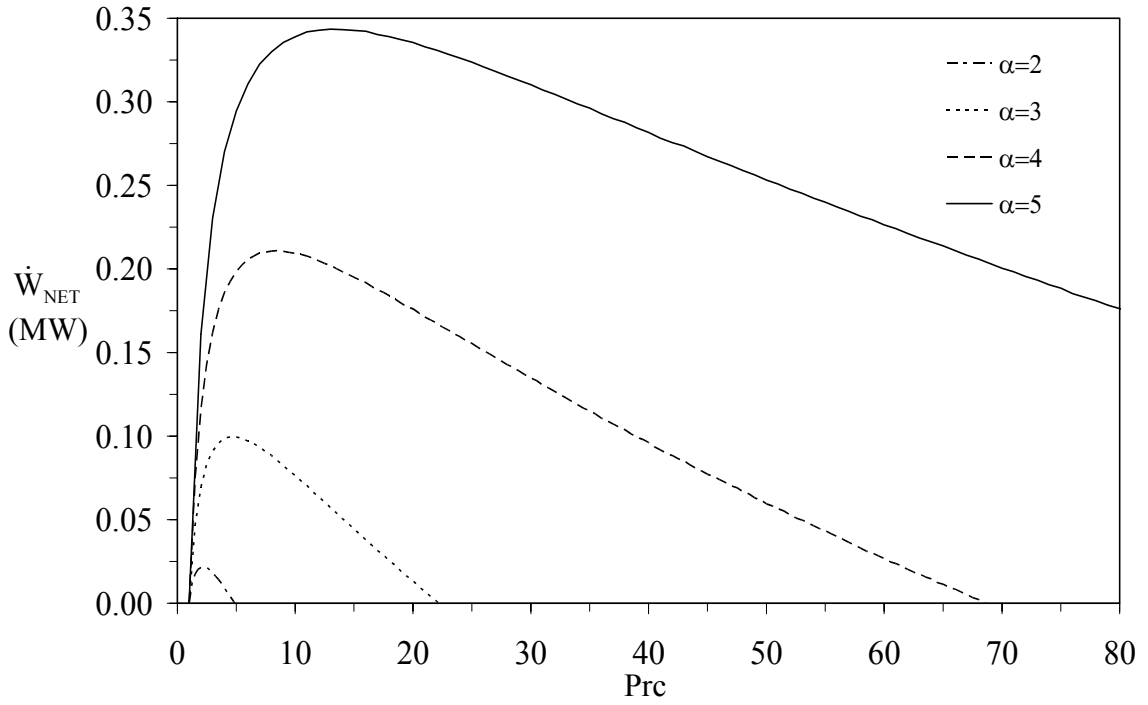


Şekil 4.9 Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik α değerleri için ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)

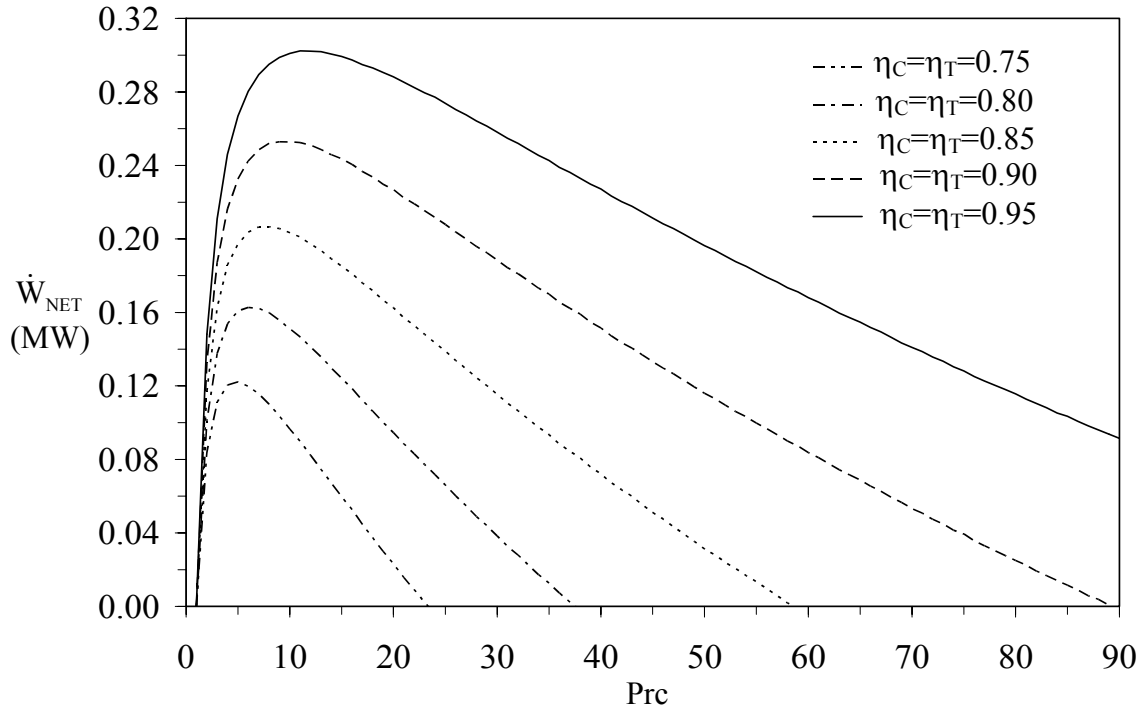


Şekil 4.10 Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik izentropik verim (η_C , η_T) değerleri için ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$)

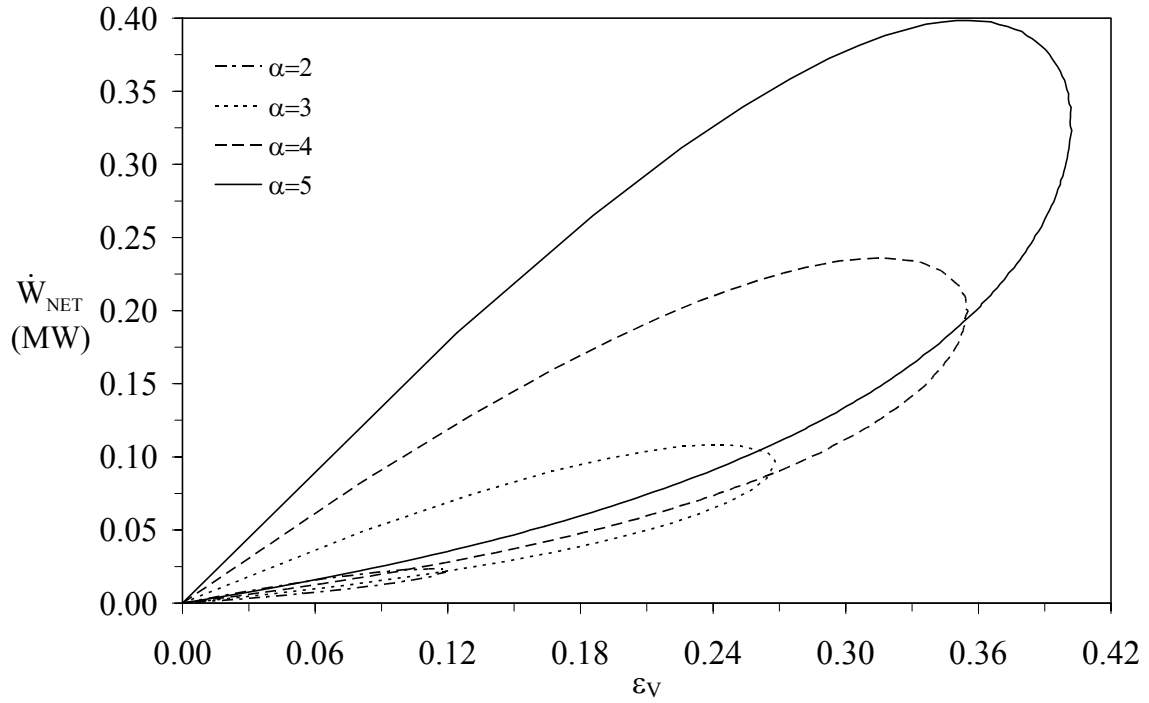
Şekil 4.9 ve 4.10’da ECOP amaç fonksiyonunun değişik α ve izentropik verim değerleri için ekserji kaybı ile değişimi görülmektedir. α ’nın artışı ekserji kaybını artırıcı bir etki yaparken, izentropik verimlerin artışı ekserji kaybını azaltıcı yönde bir etki yapmaktadır. Güç çıktısının farklı α ve $\eta_C=\eta_T$ değerleri için, kompresör basınç oranı parametresi ile değişimi Şekil 4.11 ve 4.12’de gösterilmiştir. α ve $\eta_C=\eta_T$ ’lerin artışıyla maksimum $\dot{W}_{NET}$ ve optimal kompresör basınç oranı değerleri artmaktadır. Güç çıktısının ekserji verimiyle değişimi de Şekil 4.13 ve 4.14’de değişik α ve $\eta_C=\eta_T$ değerleri için sunulmuştur. Şekillerden görüleceği üzere $\dot{W}_{NET}$ ve ε_V arasında kapanan bir eğri formu oluşmaktadır. α ve $\eta_C=\eta_T$ ’lerin artışı $\dot{W}_{NET}$ ve ε_V yönünden performansı artırmaktadır.



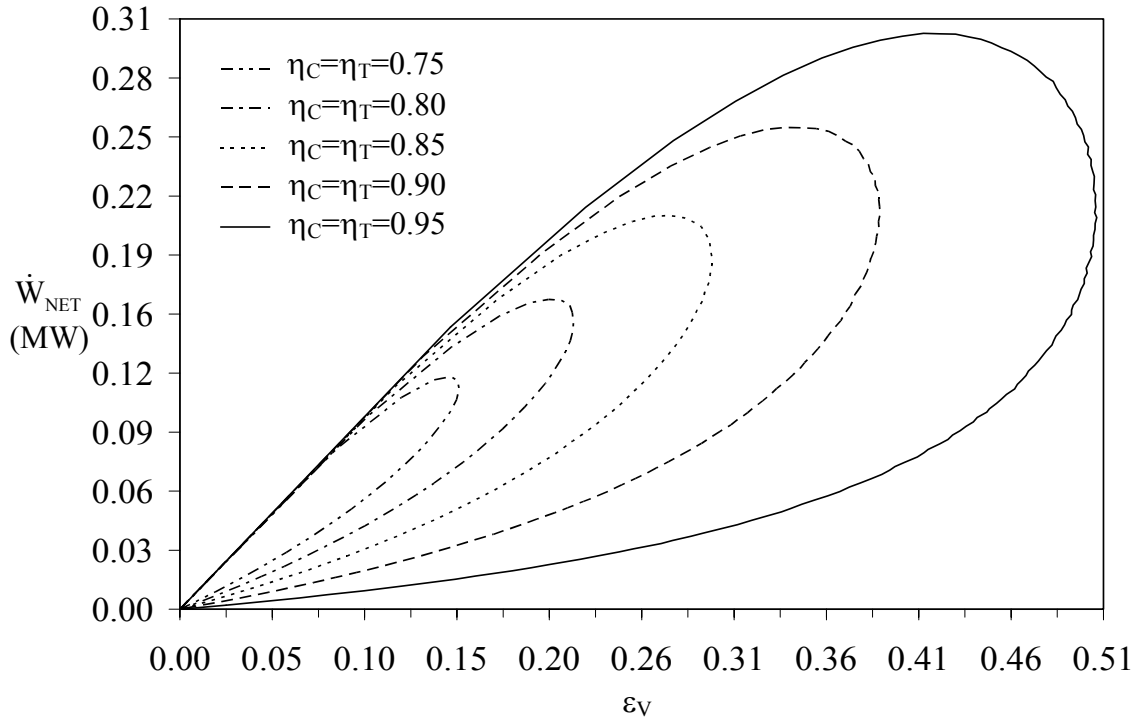
Şekil 4.11 Basit JB çevriminde güç çıktısının, değişik α değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)



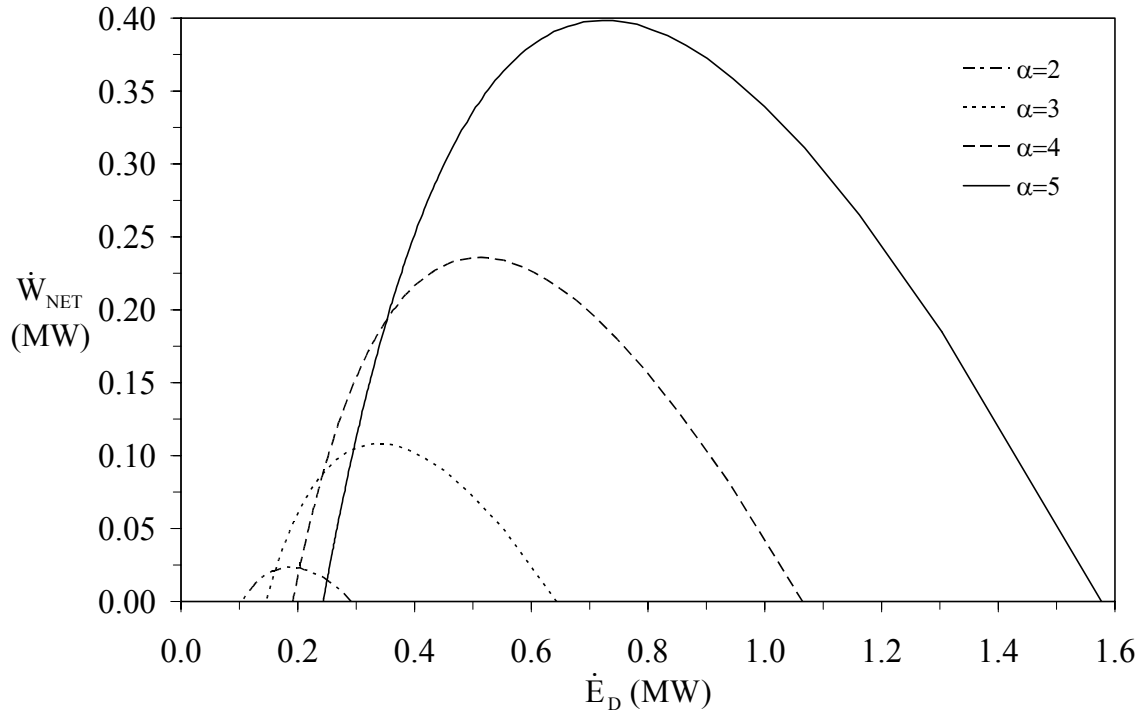
Şekil 4.12 Basit JB çevriminde güç, çıktısının değişik izentropik verim (η_C , η_T) değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$)



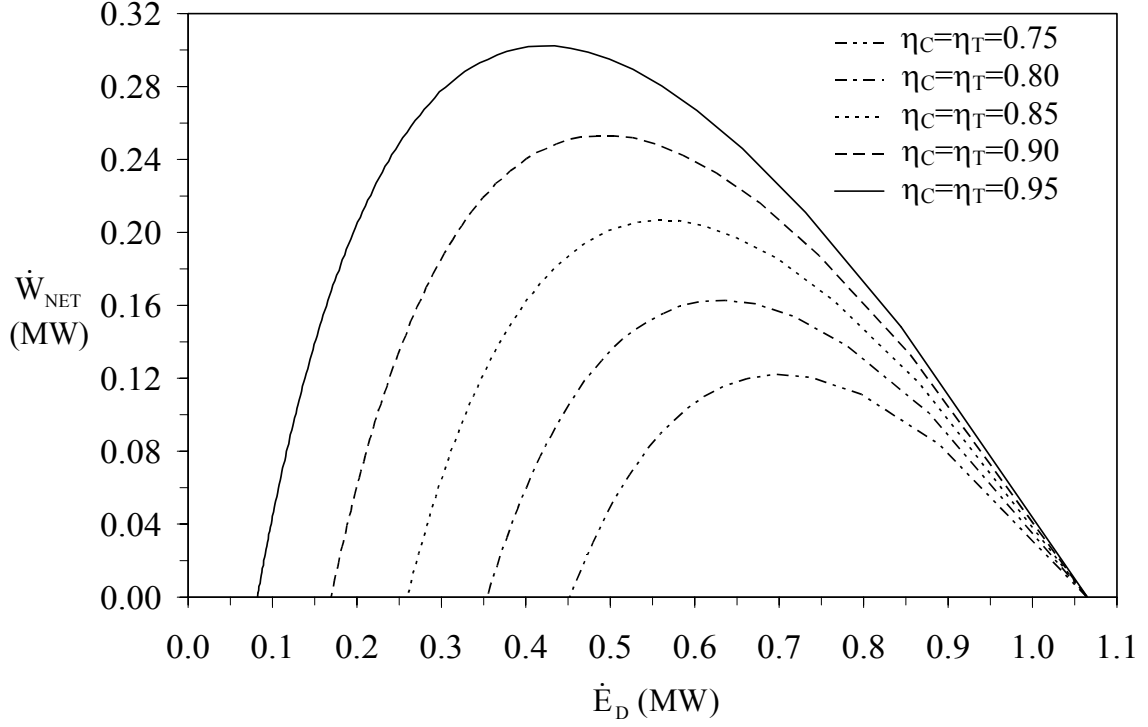
Şekil 4.13 Basit JB çevriminde güç çıktısının, değişik α değerleri için ekserji verimi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)



Şekil 4.14 Basit JB çevriminde güç çıktısının, değişik izentropik verim (η_c , η_T) değerleri için ekserji verimi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$)



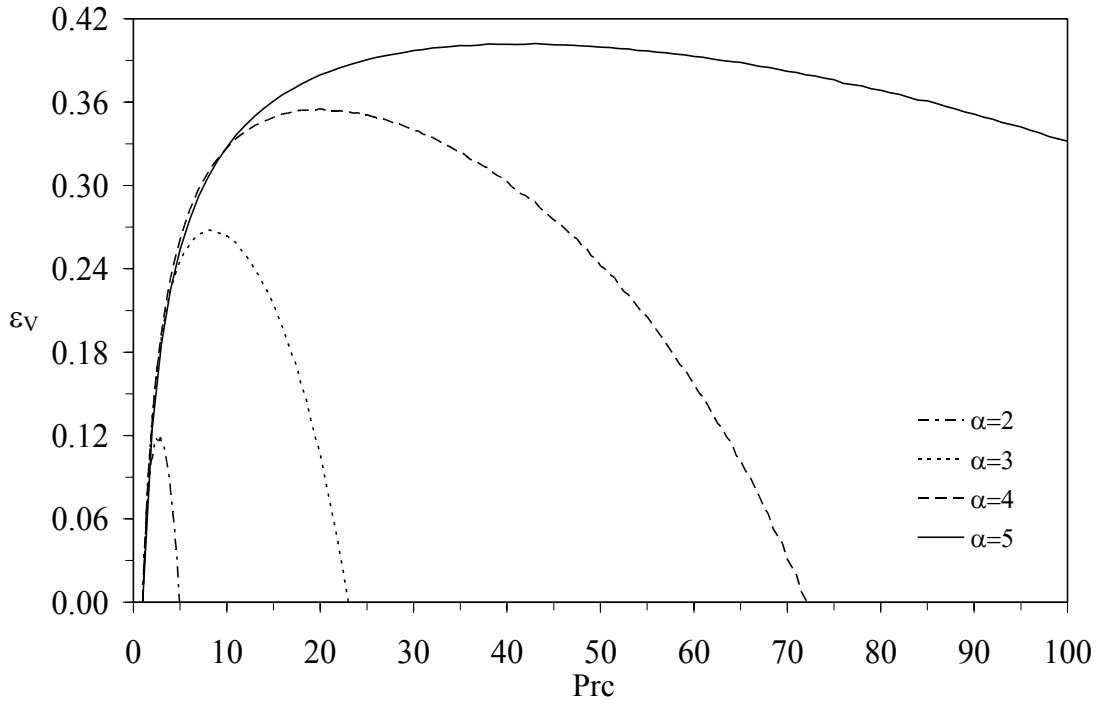
Şekil 4.15 Basit JB çevriminde güç çıktısının, değişik α değerleri için ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$)



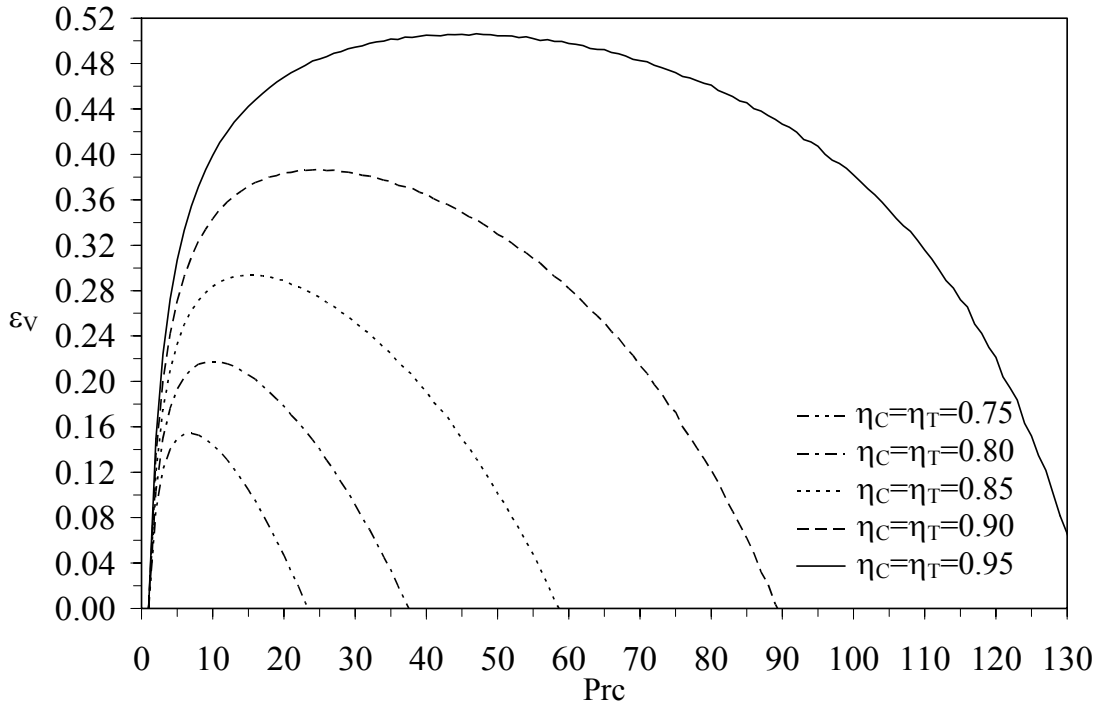
Şekil 4.16 Basit JB çevriminde güç çıktısının, değişik izentropik verim (η_c , η_T) değerleri için ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$)

Güç çıktısının ekserji kaybıyla değişimi de Şekil 4.15 ve 4.16’da değişik α ve $\eta_c=\eta_T$ değerleri için sunulmuştur. Şekillerden görüleceği üzere α ve $\eta_c=\eta_T$ ’lerin artışı ile $\dot{W}_{NET}$ değerinde artış görülürken; maksimum $\dot{W}_{NET}$ şartlarındaki ekserji kaybı ($\dot{E}_{D,mp}$), α ’nın artışı ile artmakta $\eta_c=\eta_T$ ’lerin artışı ile de azalmaktadır.

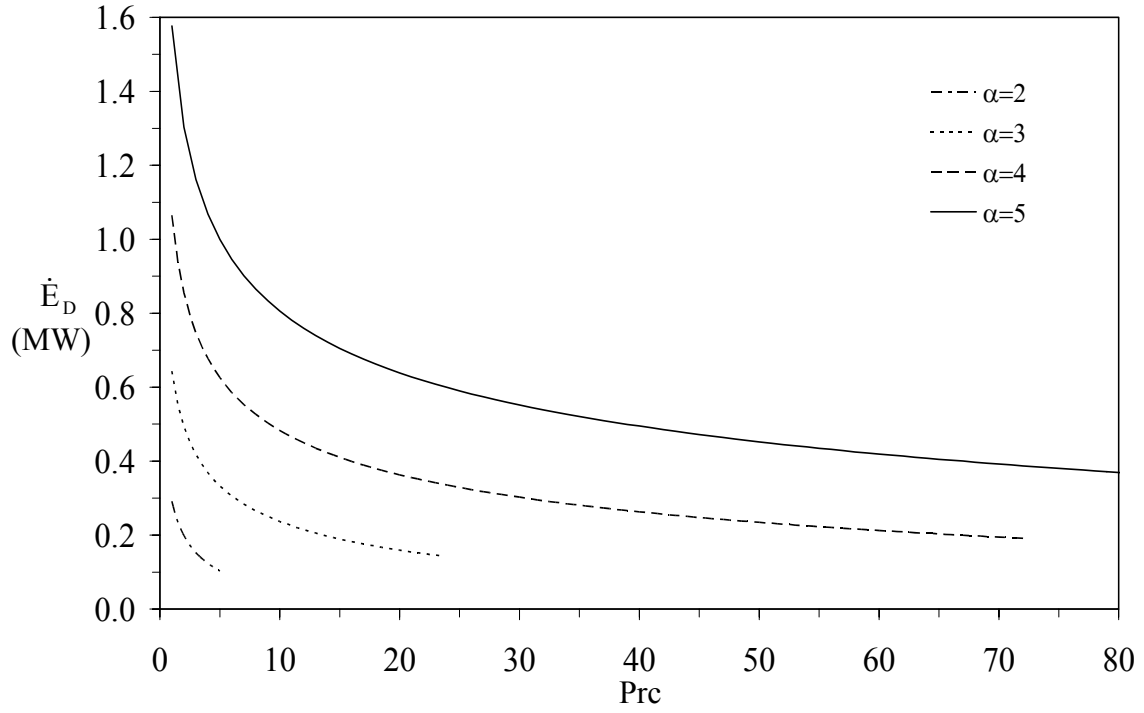
Ekserji veriminin ve ekserji kaybının değişik α ve $\eta_c=\eta_T$ değerleri için, basınç oranı parametresi değişimi de sırasıyla Şekil 4.17-20’de verilmiştir. Şekil 4.17 ve 4.18’den ekserji veriminin basınç oranı parametresine göre bir maksimumdan geçtiği görülür. α ve $\eta_c=\eta_T$ ’lerin artışı ile ekserji verimi değeri artarken, $\varepsilon_{V,max}$ şartlarındaki optimal kompresör basınç oranı parametresinin değeri de artar. Şekil 4.19 ve 4.20’den ekserji kaybının kompresör basınç oranı parametresi ile azaldığı görülür. Ayrıca α ’nın artışı ekserji kaybını artırıcı yönde etki yaparken, $\eta_c=\eta_T$ ’lerin artışı ise ekserji kaybını azaltıcı yönde etki yapmaktadır.



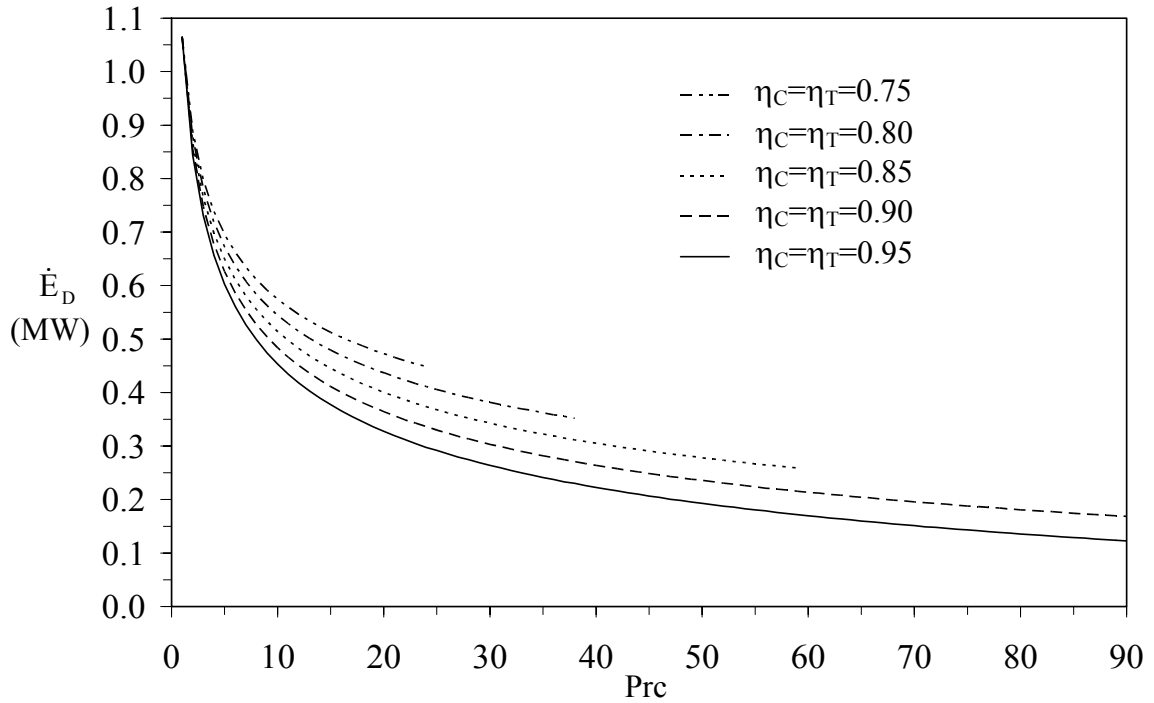
Şekil 4.17 Basit JB çevriminde ekserji veriminin, değişik α değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\eta_c=0.85$, $\eta_T=0.9$)



Şekil 4.18 Basit JB çevriminde ekserji veriminin, değişik izentropik verim (η_c , η_T) değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$)

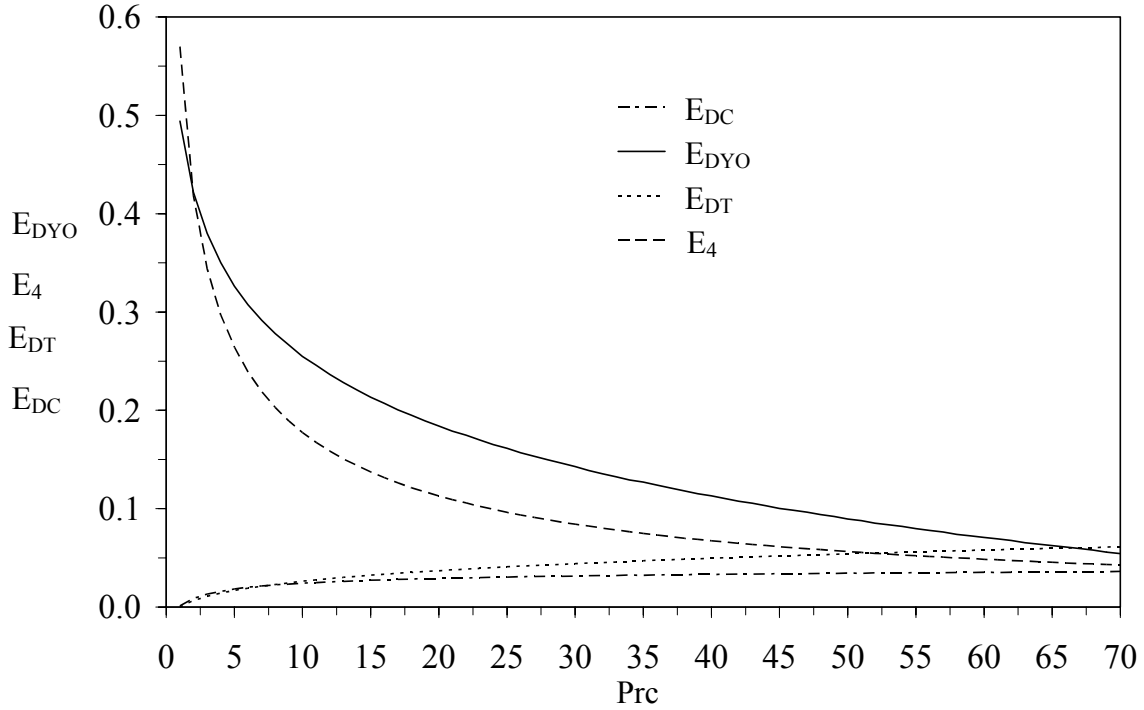


Şekil 4.19 Basit JB çevriminde toplam ekserji kaybının, değişik α değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)

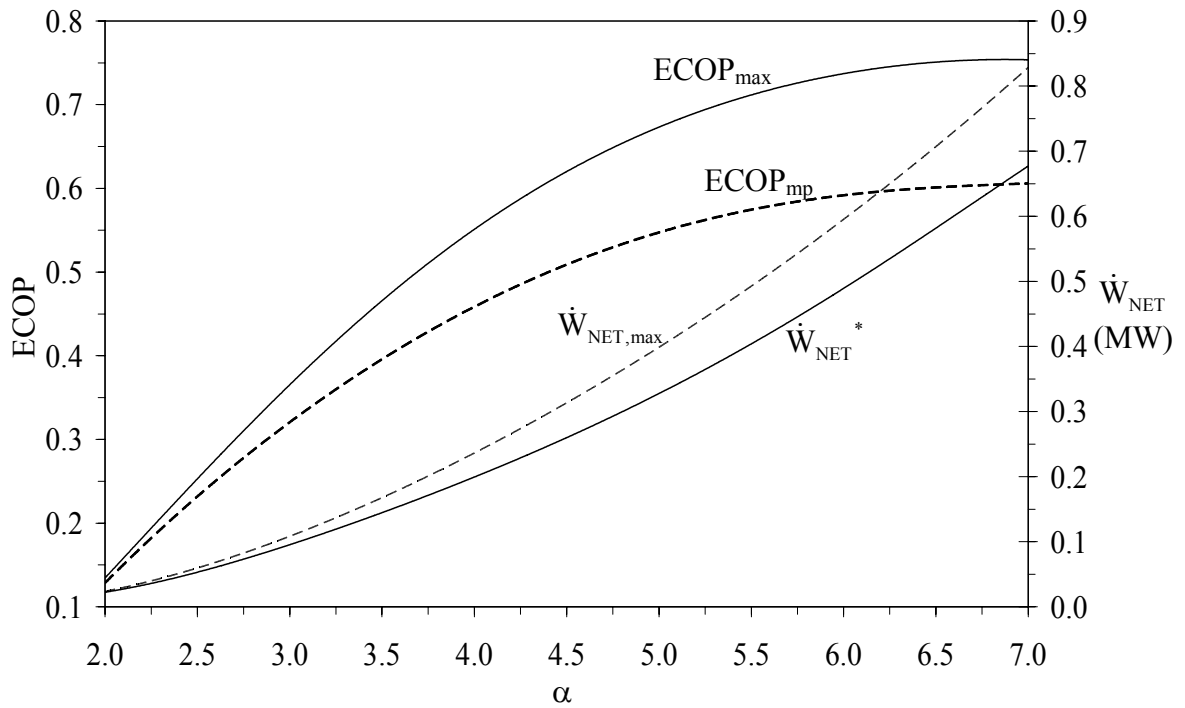


Şekil 4.20 Basit JB çevriminde toplam ekserji kaybının, değişik izentropik verim (η_C, η_T) değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$)

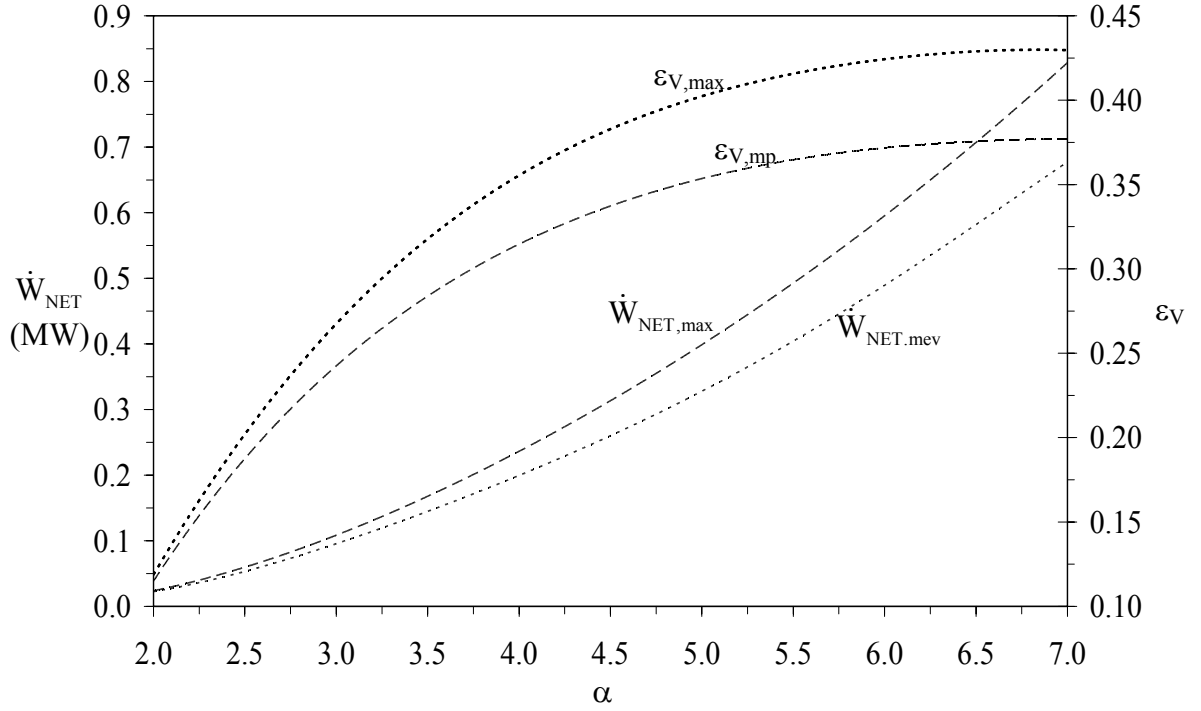
Şekil 4.21’de basit gaz türbinli tesiste komponentlerde meydana gelen ekserji kayıplarının basınç oranı parametresi ile değişimi gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere ekserji kaybı en çok yanma odasında ve gaz türbininden çevreye olmaktadır. Kompresör ve gaz türbininde oluşan ekserji kaybı miktarı küçük olmaktadır.



Şekil 4.21 Basit JB çevriminde komponentlerdeki ekserji kayıplarının basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)



Şekil 4.22 Basit JB çevriminde optimal ECOP ve $\dot{W}_{NET}$ ifadelerinin α ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)

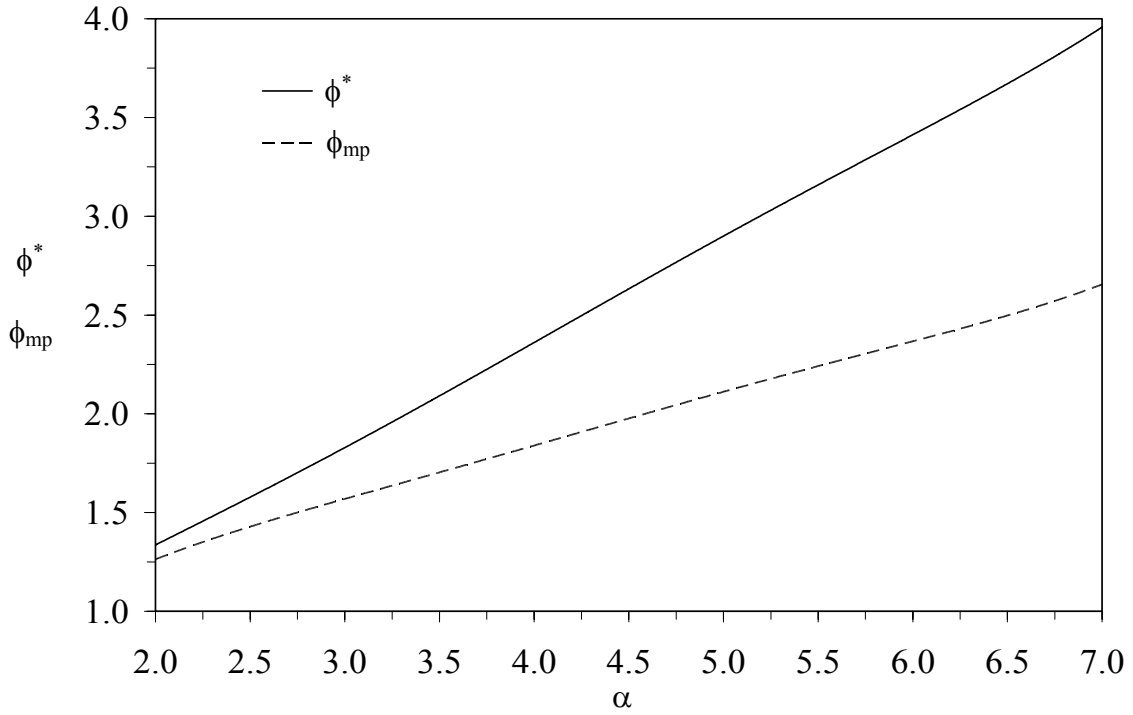


Şekil 4.23 Basit JB çevriminde optimal $\dot{W}_{NET}$ ve ekserji veriminin α ile değişimi
($T_0=298.15$ K, $\eta_c=0.85$, $\eta_T=0.9$)

ECOP, $\dot{W}_{NET}$ ve ε_V amaç fonksiyonlarına göre optimal dizayn aralıklarının α ile değişimi Şekil 4.22 ve 4.23’de verilmiştir. ECOP ve $\dot{W}_{NET}$ amaç fonksiyonları birlikte değerlendirildiğinde optimal dizayn bölgesi;

$ECOP_{max} > ECOP_{opt} > ECOP_{mp}$ $\dot{W}_{NET,max} > \dot{W}_{NET,opt} > \dot{W}_{NET}^*$. $\dot{W}_{NET}$ ve ε_V amaç fonksiyonları birlikte değerlendirildiğinde optimal dizayn bölgesi;
 $\dot{W}_{NET,max} > \dot{W}_{NET,opt} > \dot{W}_{NET,mev}$ $\varepsilon_{V,max} > \varepsilon_{V,opt} > \varepsilon_{V,mp}$ olmaktadır.

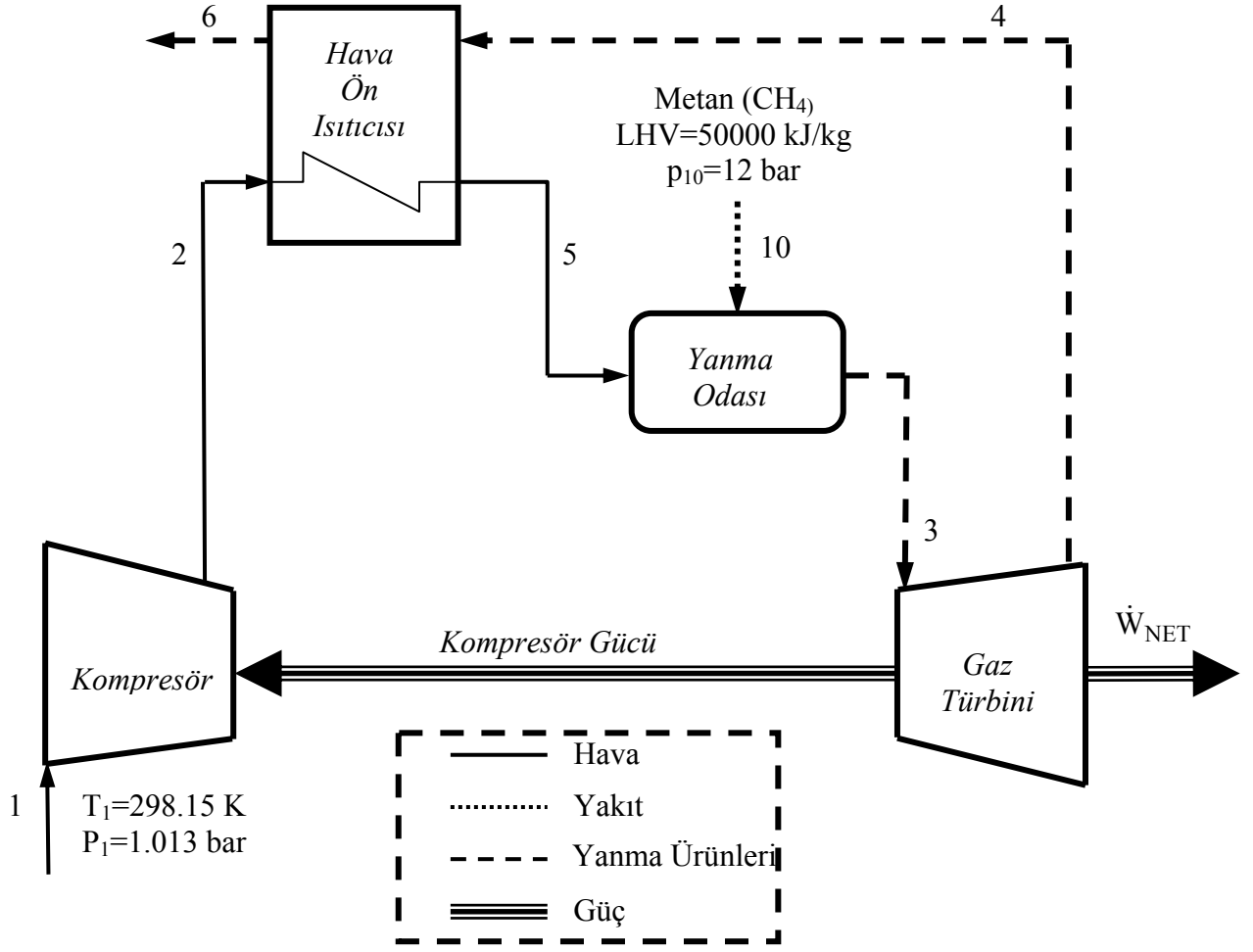
Basit gaz türbinli tesiste çevriminde maksimum ECOP ve maksimum güç çıktısı şartlarındaki optimal izentropik sıcaklık oranlarının maksimum çevrim sıcaklık oranı (α) ile değişimi Şekil 4.24’de sunulmuştur. Şekilden maksimum ECOP şartlarındaki izentropik sıcaklık oranının (ϕ^*), maksimum güç çıktısı şartlarındaki izentropik sıcaklık oranından (ϕ_{mp}) daha büyük olduğu görülmektedir. Bunun yanında maksimum çevrim sıcaklık oranının artışıyla ϕ_{mp} ve ϕ^* lineer bir artış göstermektedir.



Şekil 4.24 Basit JB çevriminde optimal izentropik sıcaklık oranlarının α ile değişimi
($T_0=298.15$ K, $\eta_c=0.85$, $\eta_T=0.9$)

4.2 Rejeneratörlü Gaz Türbini Tesisi

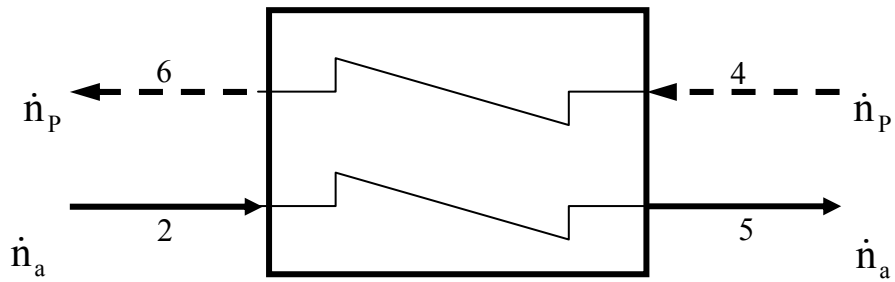
Gaz türbinlerinde türbinden çıkan gazların sıcaklığı, genellikle kompresörden çıkan havanın sıcaklığından çok daha yüksektir. Bu nedenle, kompresörden çıkan yüksek basınçlı hava, rejeneratör adı verilen ters akışlı bir ısı değiştiricisinde türbinden çıkan sıcak gazlarla ısıtılarak tesisin ısı verimi artırılır. Rejeneratörlü bir gaz türbininin genel tesis şeması Şekil 4.25’de görülmektedir.



Şekil 4.25 Rejeneratörlü gaz türbini tesisi

4.2.1 Termodinamik Analiz

Şekil 4. 26'da görülen hava ön ısıtıcısına soğuk akışkan olarak kompresörden çıkan hava, sıcak akışkan olarak türbinden çıkan egzoz gazları girmektedir.



Şekil 4.26 Hava ön ısıtıcısı (rejeneratör)

Rejeneratörün etkinlik ifadesi hava tarafı için yazılıp T_5 sıcaklığı çekilecek olursa,

$$\varepsilon_R = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (4.47)$$

$$T_5 = T_2 + \varepsilon_R (T_4 - T_2) \quad (4.48)$$

elde edilir. Bulunan T_5 sıcaklığına karşılık gelen h_5 denklem (4.2) yardımıyla hesaplanır. Rejeneratör yanma odası giriş sıcaklığını artırmakta, bu da yakıt/hava ($\bar{\lambda}$) oranının tekrar hesaplanmasını gerektirmektedir. Rejeneratör için enerji dengesi

$$\dot{Q}_R - \dot{W}_R + \dot{n}_a(\bar{h}_2 - \bar{h}_3) - \dot{n}_p(\bar{h}_5 - \bar{h}_6) = 0 \quad (4.49)$$

şeklinde yazılır. Denklem (5.49)'dan $\bar{h}_6$ çekilirse,

$$\bar{h}_6 = \bar{h}_4 + \frac{(\bar{h}_2 - \bar{h}_5)}{(1 + \bar{\lambda})} \quad (4.50)$$

elde edilir. Rejeneratörün etkinlik ifadesi gaz tarafı için aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\varepsilon_R = \frac{T_4 - T_6}{T_4 - T_2} \quad (4.51)$$

Denklem (4.50)'de hesaplanan $\bar{h}_6$ için T_6 iterasyonla bulunabilir. Burada denklem (4.47) ve (4.51)'de verilen etkinlik değerlerinin eşitliği kontrol edilmelidir.

4.2.2 Ekserji Analizi

Bir önceki bölümde basit gaz türbinli tesis için, her bir noktanın ekserji değeri hesaplanmıştır. Burada ilave olarak sisteme rejeneratör dahil edilmiştir ve buna bağlı olarak 5 ve 6 noktalarının ekserji değerinin de hesaplanması gerekmektedir. 5 noktasının ekserjisi, 1 ve 2 noktadaki hava şartlarına uygulanan hesap tarzı ile bulunabilir. 6 noktasının ekserjisi ise, yine benzer şekilde 3 ve 4 noktalarındaki yanma ürünlerine uygulanan hesap tarzı ile bulunabilir.

4.2.3 Performans Analizi ve Sonuçlar

Rejeneratör:

Rejeneratördeki toplam ekserji kaybı

$$\dot{E}_{DR} = \dot{E}_2 + \dot{E}_4 - \dot{E}_5 - \dot{E}_6 \quad (4.52)$$

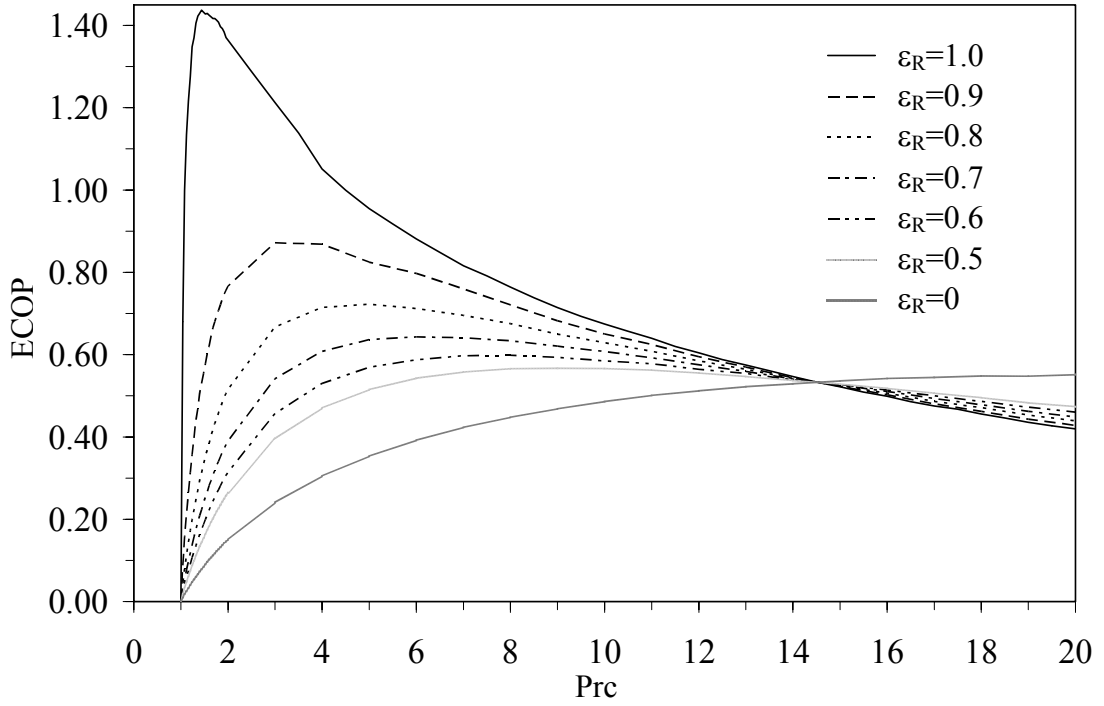
olmaktadır. Sistemdeki toplam ekserji kaybı ise rejeneratörlü gaz türbini tesisi için

$$\dot{E}_D = \dot{E}_{DK} + \dot{E}_{DYO} + \dot{E}_{DT} + \dot{E}_{DR} + \dot{E}_6 \quad (4.53)$$

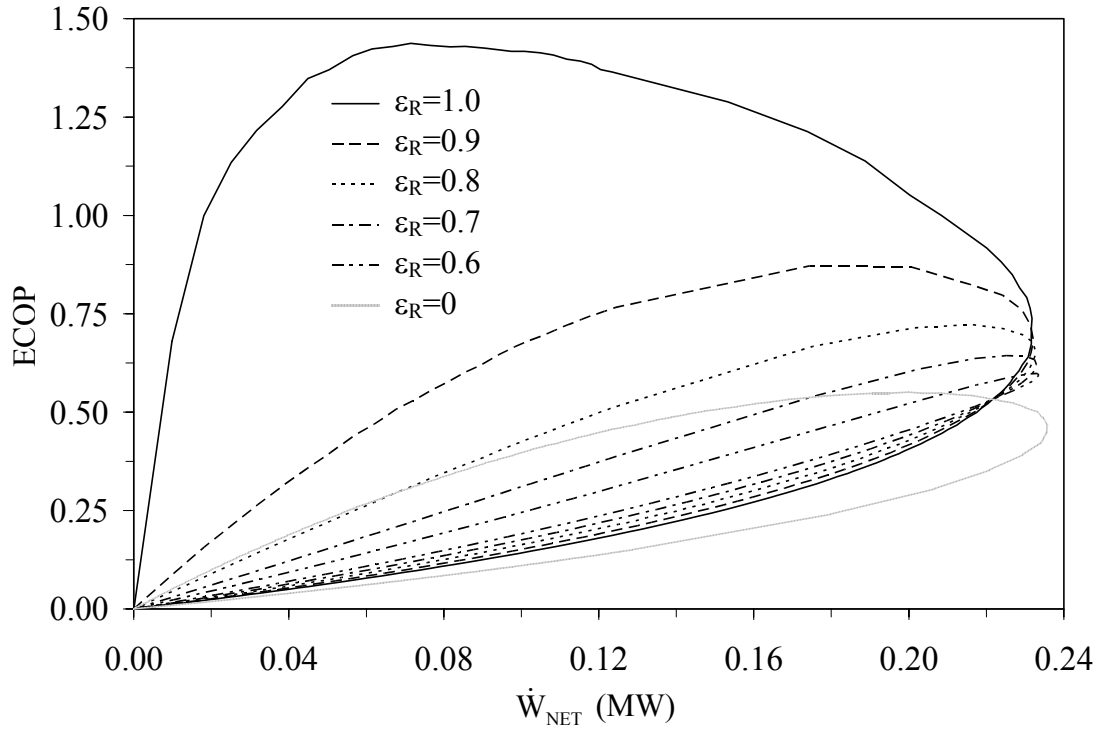
şeklinde yazılabilir. Bu durumda ECOP ekolojik performans katsayısı,

$$ECOP = \frac{\dot{W}_{NET}}{T_0 \dot{S}_g} = \frac{\dot{W}_{NET}}{\dot{E}_D} = \frac{\dot{W}_{NET}}{\dot{E}_{DK} + \dot{E}_{DYO} + \dot{E}_{DT} + \dot{E}_{DR} + \dot{E}_6} \quad (4.54)$$

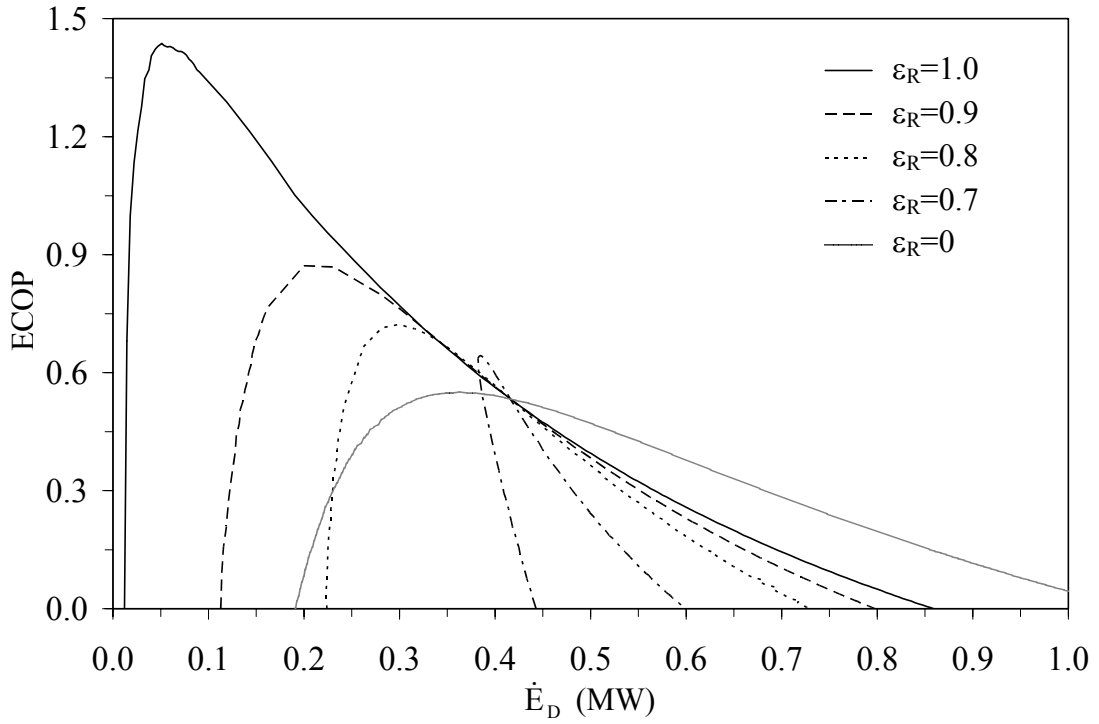
olarak elde edilmektedir. Rejeneratörlü gaz türbini tesisi için ekolojik performans analizi yapılmış ve rejeneratör etkinliğinin genel ve optimal performans üzerindeki etkileri incelenmiştir. Analizde tesisin maksimum sıcaklık oranı $\alpha = T_{max}/T_{min} = 4$, türbin izentropik verimi 0.9 ve kompresör izentropik verimi 0.85 alınmıştır.



Şekil 4.27 Rejeneratörlü JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik ϵ_R değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)



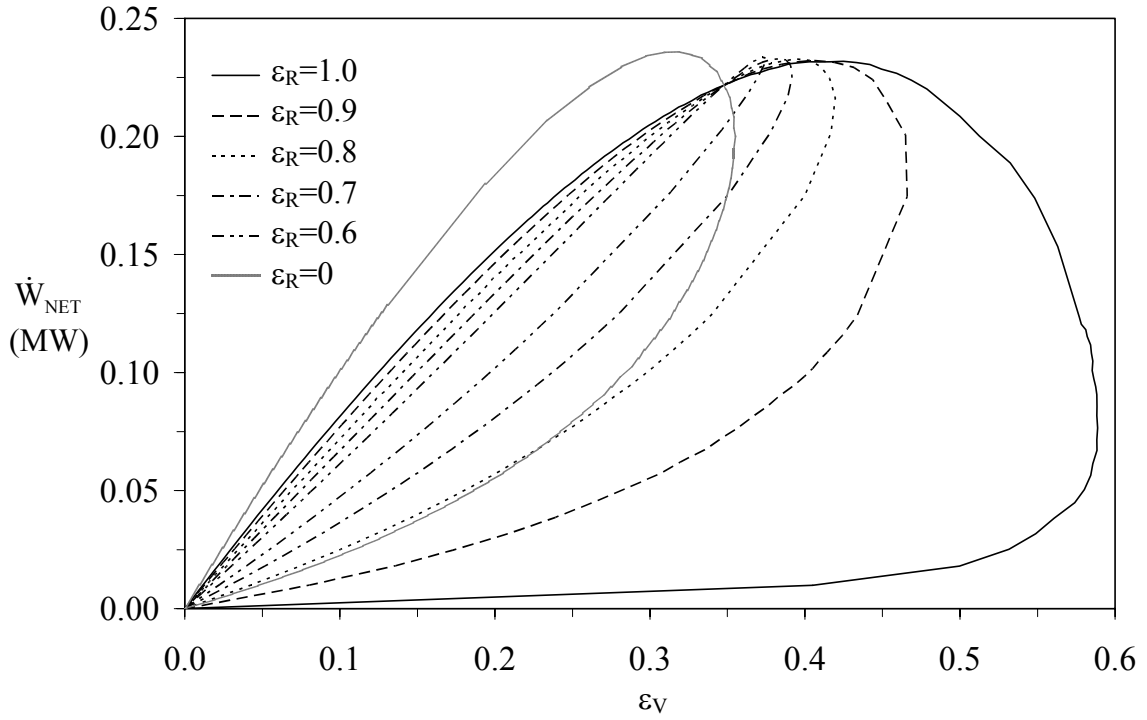
Şekil 4.28 Rejeneratörlü JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik ε_R değerleri için güç çıktısı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)



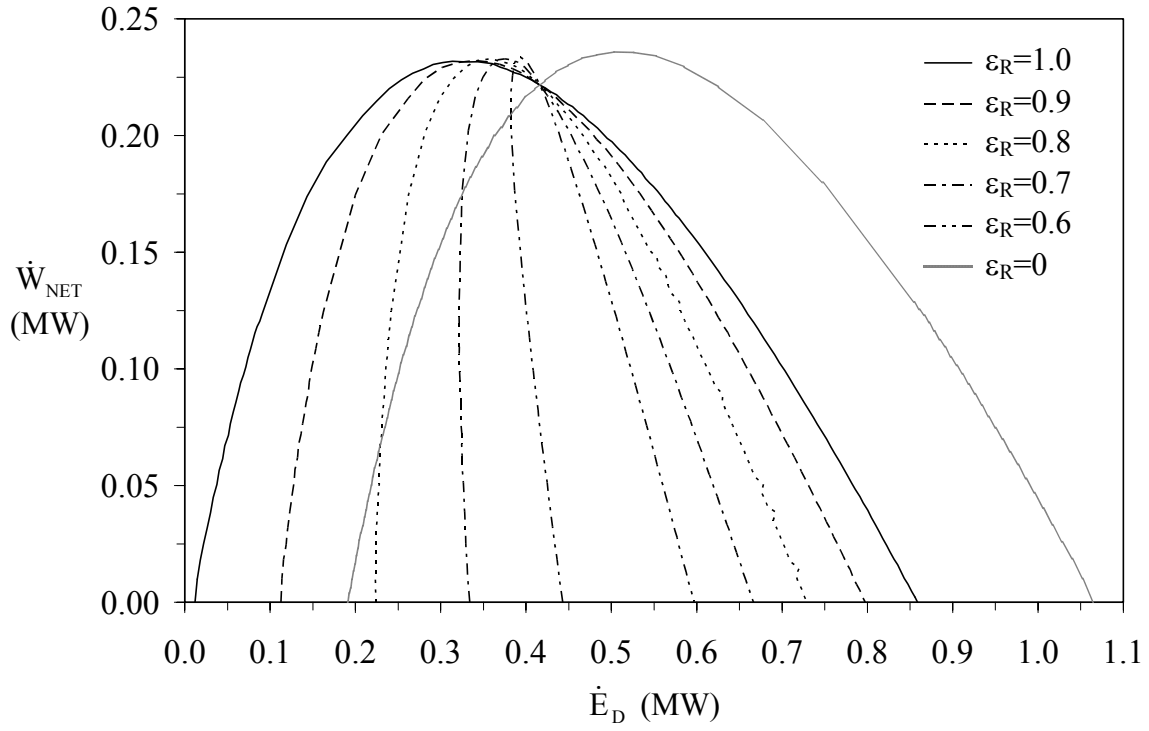
Şekil 4.29 Rejeneratörlü JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik ε_R değerleri için ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)

Rejeneratörlü gaz türbini tesisinde amaç fonksiyonunun, değişik rejeneratör etkinliği (ϵ_R) değerleri için basınç oranı parametresi, güç çıktısı ve kayıp ekserji ile değişimi sırasıyla Şekil 4.27-29'da verilmiştir. Rejeneratör etkinliğinin artışıyla maksimum ECOP artmakta, bunun yanında maksimum ECOP şartlarındaki kompresör basınç oranı (P_{rc}^*), net güç çıktısı ($\dot{W}_{NET}^*$) ve ekserji kaybı ($\dot{E}_D^*$) ise azalmaktadır. Ayrıca Şekil 4.28'den görüleceği üzere, rejeneratör etkinliğinin artışıyla $\dot{W}_{NET,max}$ ve $ECOP_{max}$ şartlarındaki net güç arasındaki fark artmaktadır.

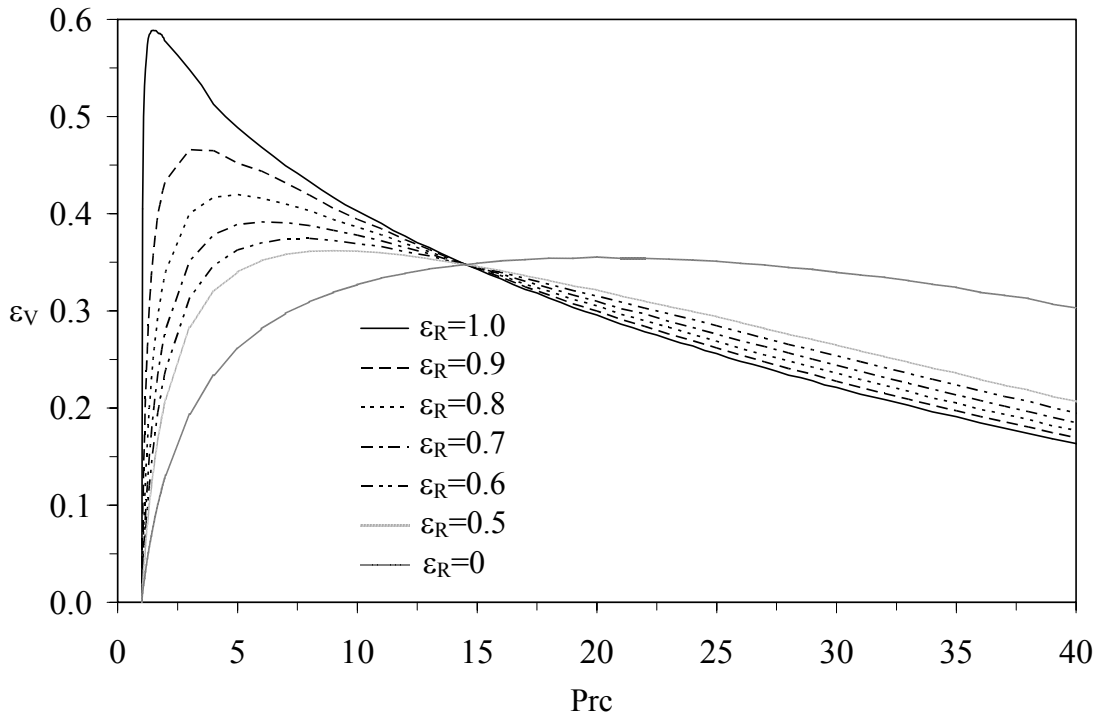
Rejeneratörlü tesiste güç çıktısının, değişik rejeneratör etkinliği (ϵ_R) değerleri için ekserji verimi ve kayıp ekserji ile değişimi Şekil 4.30 ve 4.31'de verilmiştir. Rejeneratör etkinliğinin artışı maksimum güç çıktısını ($\dot{W}_{NET,max}$) değiştirmezken, maksimum güç çıktısı şartlarındaki ekserji verimini ($\epsilon_{V,mp}$) artırmakta ve kayıp ekserji değerini ($\dot{E}_{D,mp}$) de azaltmaktadır.



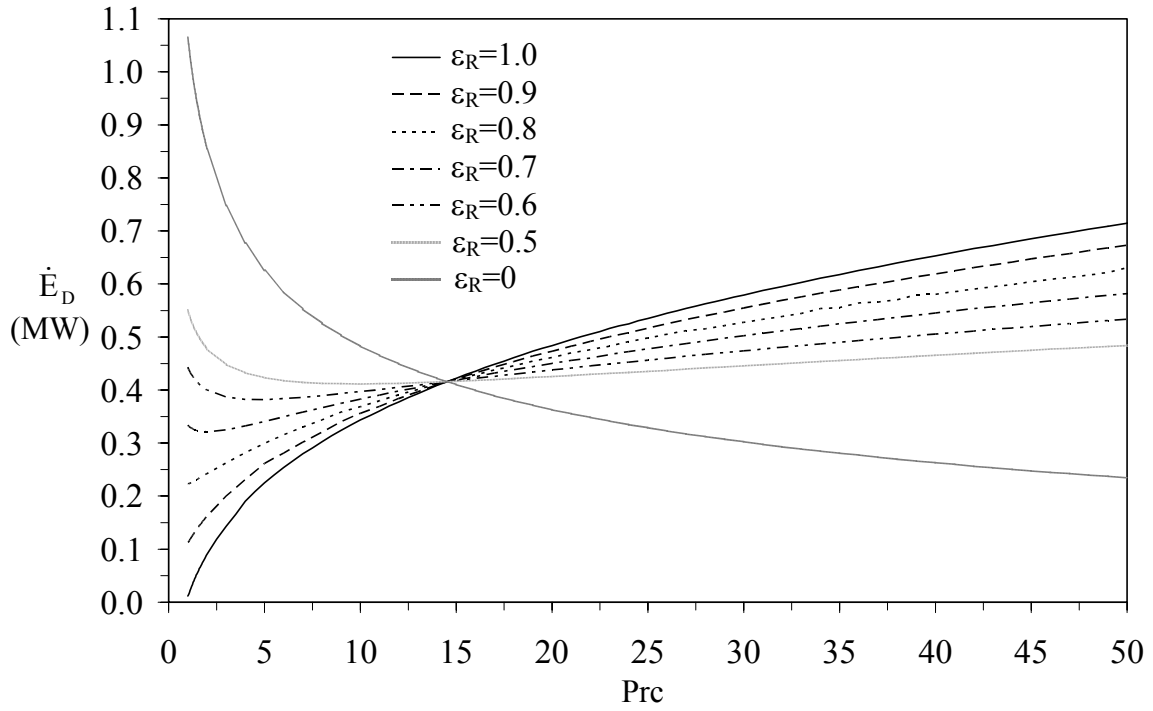
Şekil 4.30 Rejeneratörlü JB çevriminde güç çıktısının, değişik ϵ_R değerleri için ekserji verimi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)



Şekil 4.31 Rejeneratörlü JB çevriminde güç çıktısının, değişik ϵ_R değerleri için ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)



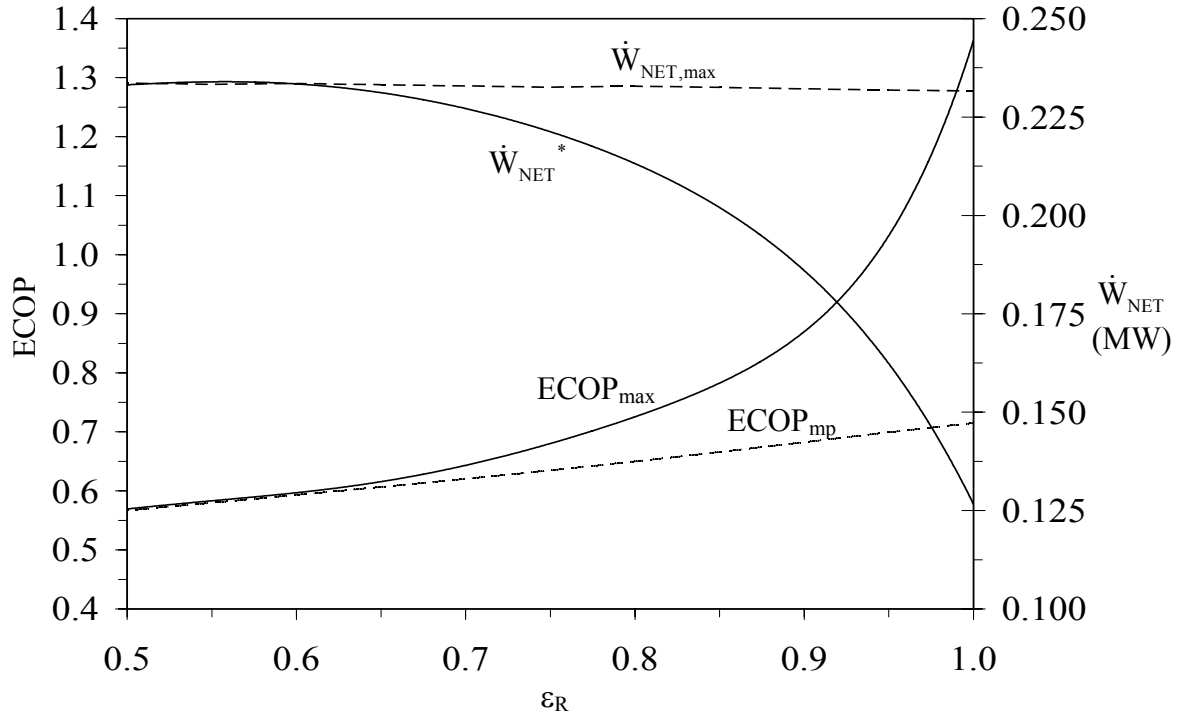
Şekil 4.32 Rejeneratörlü JB çevriminde ekserji veriminin, değişik ϵ_R değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)



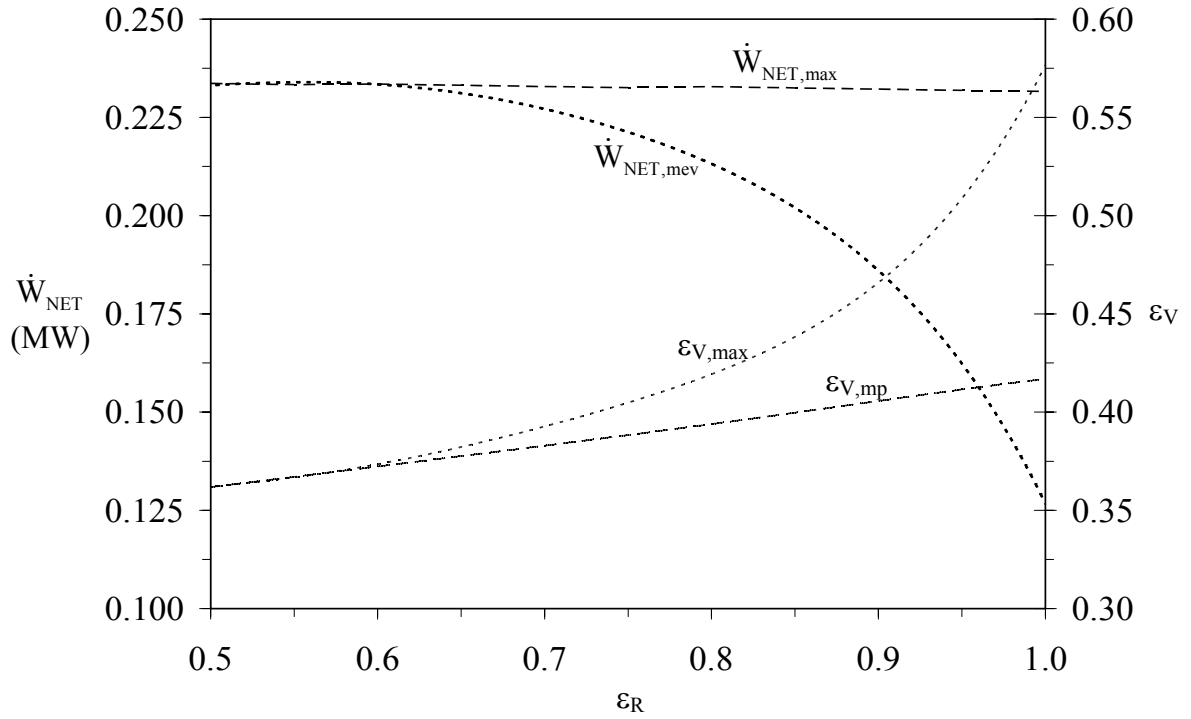
Şekil 4.33 Rejeneratörlü JB çevriminde toplam ekserji kaybının, değişik ε_R değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)

Rejeneratörlü gaz türbini tesisinde ekserji verimiyle kayıp ekserjinin, değişik rejeneratör etkinliği (ε_R) değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi Şekil 4.32 ve 4.33’de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere ekserji verimi ve kayıp ekserji, belirli bir basınç oranı parametresi değeri için bütün rejeneratör etkinliği değerlerinde aynı sonucu vermektedir. Ayrıca $Prc < 15$ aralığında rejeneratör etkinliğinin artışıyla ekserji verimi artmakta, buna karşılık kayıp ekserji miktarı ise azalmaktadır. $Prc > 15$ aralığı için ise bunun tam tersi bir durum söz konusudur.

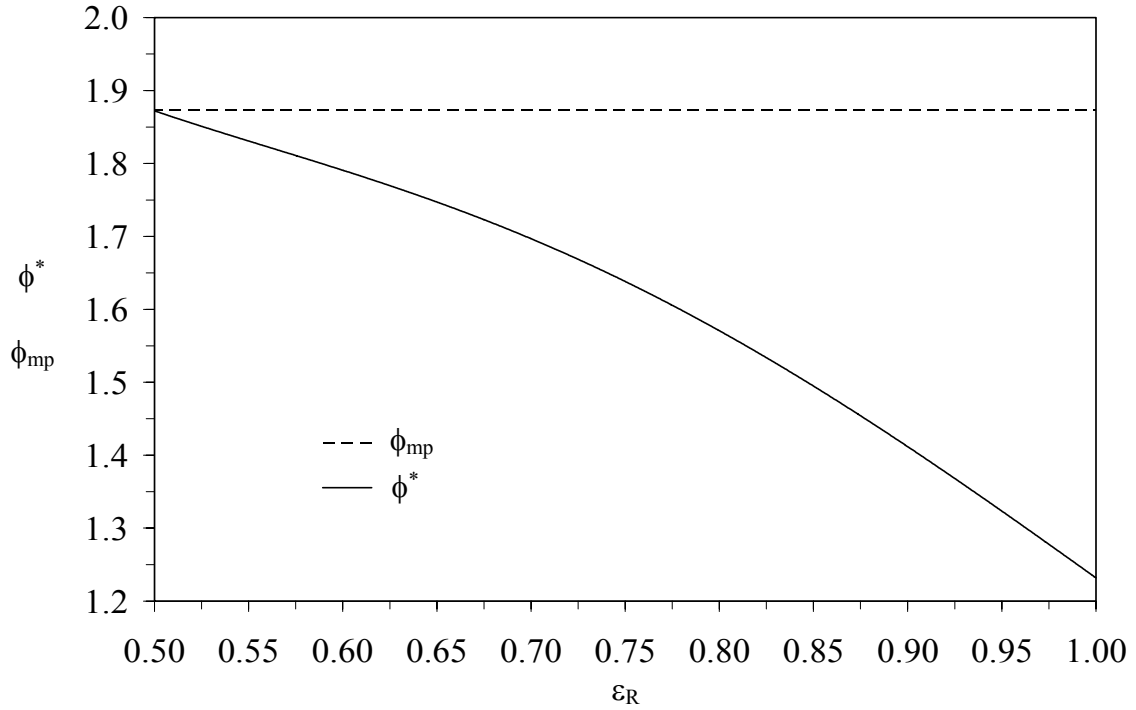
$ECOP$, $\dot{W}_{NET}$ ve ε_V amaç fonksiyonları birlikte gözönüne alınarak yapılacak bir dizayn için optimal dizayn aralıklarının ε_R ile değişimi Şekil 4.34 ve 4.35’de verilmiştir. Bu şekillerden $ECOP_{max} > ECOP_{opt} > ECOP_{mp}$, $W_{NET,max} > W_{NET,opt} > W_{NET}^*$ ve $\varepsilon_{V,max} > \varepsilon_{V,opt} > \varepsilon_{V,mp}$ yazılabilir.



Şekil 4.34 Rejeneratörlü JB çevriminde optimal ECOP ve net güç ifadelerinin ϵ_R ile değişimi
($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)



Şekil 4.35 Rejeneratörlü JB çevriminde optimal net güç ve ekserji veriminin ϵ_R ile değişimi
($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$)

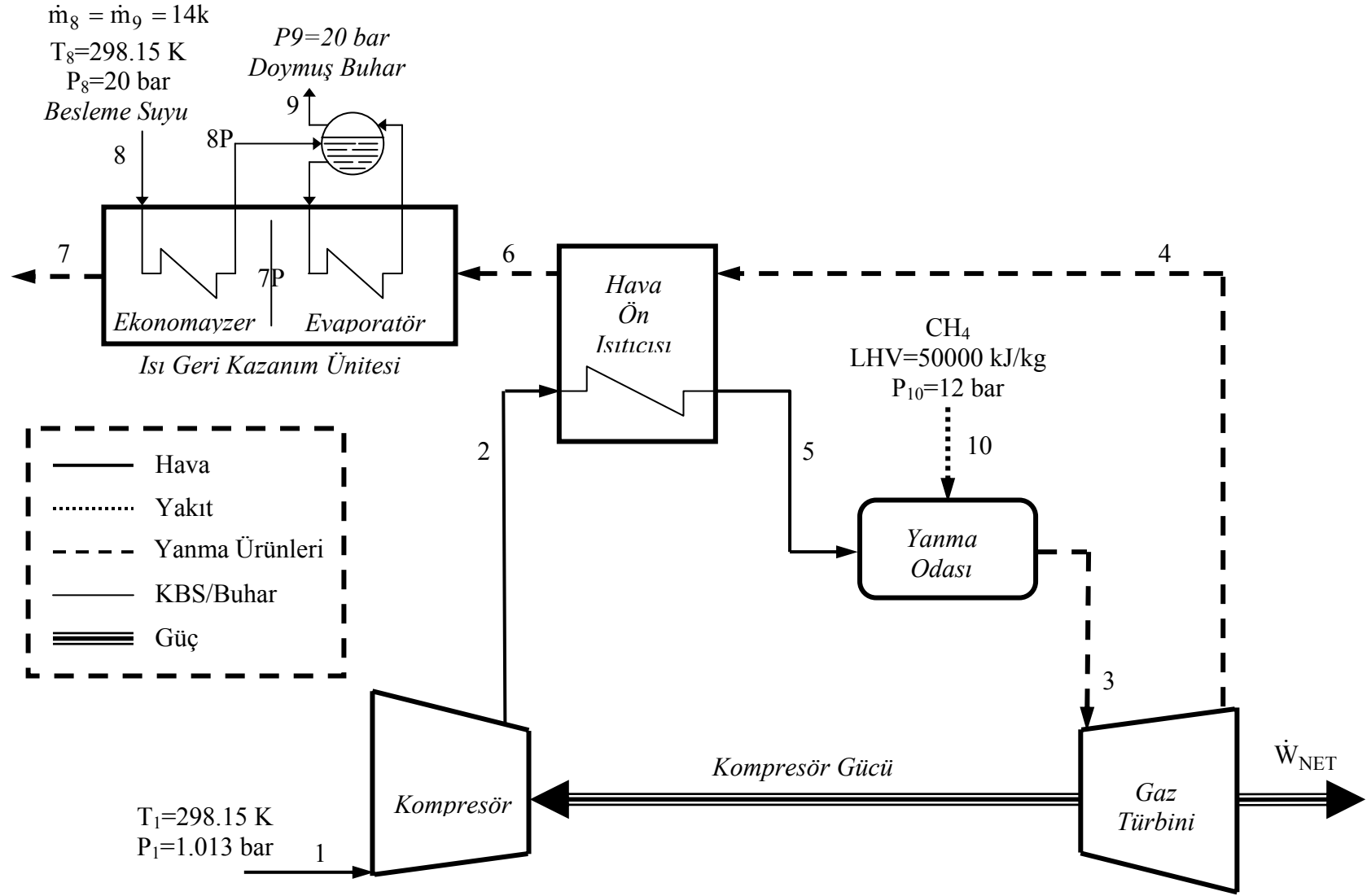


Şekil 4.36 Rejeneratörlü JB çevriminde optimal izentropik sıcaklık oranlarının ϵ_R ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\eta_c=0.85$, $\eta_T=0.9$)

Rejeneratörlü JB çevriminde maksimum ECOP ve maksimum güç çıktısı şartlarındaki optimal izentropik sıcaklık oranlarının rejeneratör etkinliği (ϵ_R) ile değişimi Şekil 4.36’da sunulmuştur. Şekilden maksimum ECOP şartlarındaki izentropik sıcaklık oranının (ϕ^*), maksimum güç çıktısı şartlarındaki izentropik sıcaklık oranından (ϕ_{mp}) daha düşük olduğu görülmektedir. Bunun yanında rejeneratör etkinliğinin artışıyla ϕ_{mp} hemen hemen sabit kalırken, ϕ^* ise hızlı bir şekilde azalmaktadır.

4.3 Gaz Türbinli Kojenerasyon Tesisi

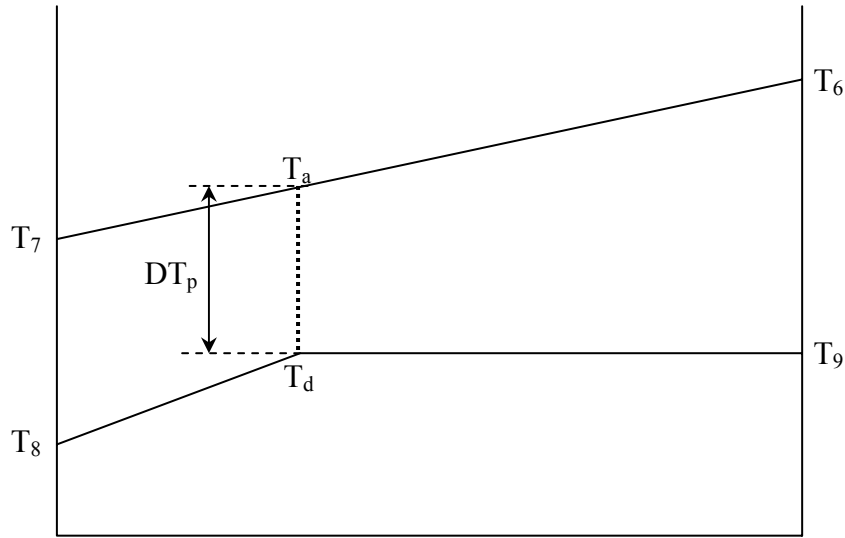
Rejeneratörlü tesise ısı geri kazanım ünitesi ilave edilerek kojenerasyon tesisi elde edilir. Böylece egzost gazlarının ısı enerjisi kullanılarak ikinci bir ürün olarak buhar üretilmiş olur. Çalışmada performans analizi için gözönüne alınan tesisin şematik görünümü Şekil 4.37’de verilmiştir.



Şekil 4.37 Gaz türbinli kojenerasyon tesisi

4.3.1 Termodinamik Analiz

Tesisin atık ısı kazanı haricindeki komponentlerine ait noktaların termodinamik şartları, rejeneratörlü tesis için yapılan hesaplarla aynı şekilde bulunabilir. Isı geri kazanım ünitesine giren egzoz gazı şartları bilinmektedir. Çevre şartlarında kazana giren sudan doymuş kuru buhar elde edilmektedir. Elde edilen buharın 20 bar basınçta olduğu kabul edildiğinde, bu basınca karşılık doyma sıcaklığı (T_d) bulunabilir. Minimum sıcaklık farkı (DT_p) bu değere ilave edilerek T_a sıcaklığı hesaplanabilir:

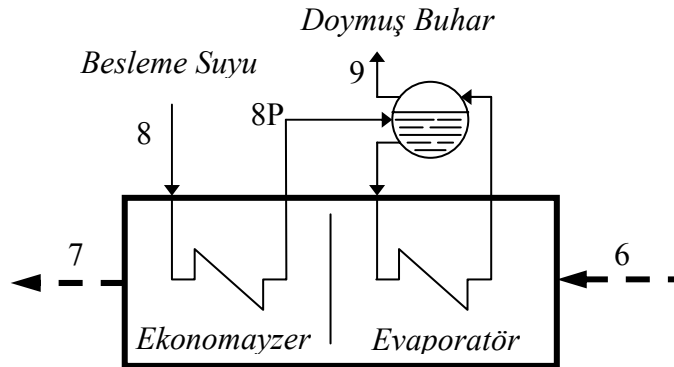


Şekil 4.38 Isı geri kazanım ünitesi sıcaklık diyagramı

$$T_a = T_d + DT_p \quad (4.55)$$

Buhar kütlesi, T_a sıcaklığına bağlı olarak yazılan enerji dengesi ile aşağıdaki gibi bulunur:

$$\dot{m}_b = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_F)(h_6 - h_a)}{(h_9 - h_{su})} \quad (4.56)$$



Şekil 4.39 Isı geri kazanım ünitesi

8 noktası, suyun çevre şartlarında ısı geri kazanım ünitesine giriş şartları ve 9 noktası ise 20 bar basınçta doymuş kuru buhar şartlarıdır. Isı geri kazanım ünitesi için enerji dengesi yazılarak, egzoz gazlarının ısı geri kazanım ünitesinden çıkış şartları (7 noktası) bulunur.

$$\dot{Q} - \dot{W} + \dot{n}_p(\bar{h}_6 - \bar{h}_7) + \dot{m}_b(h_8 - h_9) = 0 \quad (4.57)$$

Denklem (4.57)'den $\bar{h}_7$ çekilirse,

$$\bar{h}_7 = \bar{h}_6 + \frac{\dot{m}_b(h_8 - h_9)M_p}{\dot{m}_p} \quad (4.58)$$

yazılır. Denklem (4.58)'de hesaplanan $\bar{h}_7$ için T_7 iterasyonla bulunabilir.

4.3.2 Ekserji Analizi

Bir önceki bölümde tesisin 6 noktasına kadar bütün noktalarına ait ekserji değerleri hesaplanmıştır. Burada ilave olarak sisteme ısı geri kazanım ünitesi ilave edilmiştir ve buna bağlı olarak 8 ve 9 noktalarının ekserji değerinin de hesaplanması gerekmektedir.

7 noktası: Bu noktada akışkan egzoz gazlarıdır ve sıcaklığı da bilindiği için 7 noktasının ekserjisi 3 ve 4 noktalarındaki yanma ürünlerine uygulanan hesap tarzına benzer şekilde aşağıdaki gibi bulunabilir. Egzoz gazlarının entropi değeri (4.59) numaralı denklemden hesaplanır ve bulunan değer (4.60) numaralı denklemde yerine yazılarak bu noktaya ait fiziksel ekserji hesaplanır.

$$\bar{s}_i(T_7, x_i, p_7) = \bar{s}_i^0(T_7) - \bar{R} \ln \frac{x_i p_7}{p_{ref}} \quad (4.59)$$

$$\dot{E}_7^{fiz} = \dot{m}_7 \frac{\{\bar{h}_7 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_7 - \bar{s}_0)\}}{M_p} \quad (4.60)$$

Egzoz gazlarının mol fraksiyonu ve bu gazların standart kimyasal ekserji değerleri (4.61) numaralı denklemde yerine yazılarak, birim mol başına kimyasal ekserji değeri hesaplanır. Daha sonra (4.62) denklemini kullanılarak 7 noktasının kimyasal ekserjisi hesaplanır.

$$\bar{e}^{kim} = \sum_{k=1}^n X_k \bar{e}_k^{kim} + \bar{R} T_0 \sum_{k=1}^n X_k \ln X_k \quad (4.61)$$

$$\dot{E}_7^{kim} = \dot{m}_7 \frac{\bar{e}_7^{kim}}{M_p} \quad (4.62)$$

8 ve 9 noktası: akışkan 8 noktasında 20 bar basınçta su olarak girip, doymuş buhar olarak 9 noktasından çıkmaktadır. 8 noktasındaki suyun entalpi değeri,

$$h_8 = \{h_{f,298} + V_{f,298}(p_{20} - p_{(T=298)})\} \quad (4.63)$$

ifadesi ile hesaplanır. Sistemden 20 bar basınçta buhar elde edilmektedir. Bu buhar basıncı için doymuş kuru buhar tablolarından h_9 ve s_9 , çevre için ise h_0 ve s_0 değerleri elde edilir. 8 ve 9 noktalarının fiziksel ekserjileri

$$\dot{E}_{8,9}^{fiz} = \dot{m}_{8,9} [h_{8,9} - h_0 - T_0(s_{8,9} - s_0)] \quad (4.64)$$

ifadesi ile hesaplanır. Suyun standart kimyasal ekserjisi tablolardan okunur ve denklem (4.65) yardımıyla 8 ve 9 noktasına ait kimyasal ekserji değeri hesaplanır.

$$\dot{E}_{8,9}^{kim} = \dot{m}_{8,9} \frac{e_{8,9}^{kim}}{M_{8,9}}. \quad (4.65)$$

4.3.3 Performans Analizi ve Sonuçlar

Isı geri kazanım ünitesi:

Isı geri kazanım ünitesindeki toplam ekserji kaybı

$$\dot{E}_{DIGKÜ} = \dot{E}_6 + \dot{E}_8 - \dot{E}_7 - \dot{E}_9 \quad (4.66)$$

olmaktadır. Sistemdeki toplam ekserji kaybı, gaz türbinli kojenerasyon tesisi için

$$\dot{E}_D = \dot{E}_{DK} + \dot{E}_{DYO} + \dot{E}_{DT} + \dot{E}_{DR} + \dot{E}_{DIGKÜ} + \dot{E}_7 \quad (4.67)$$

şeklinde ifade edilebilir. Sistemden elde edilen toplam ekserji, net güç ile üretilen buhar ekserjisinin toplanması ile

$$\dot{E}_T = \dot{W}_{NET} + (\dot{E}_9 - \dot{E}_8) \quad (4.68)$$

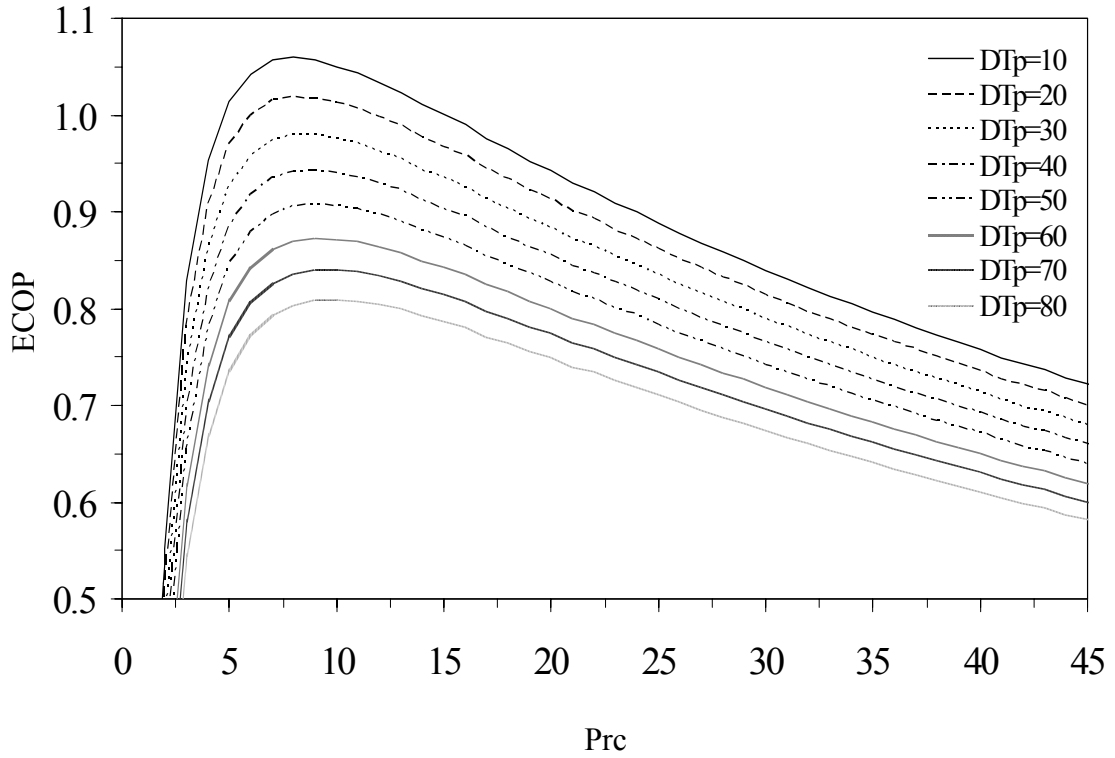
şeklinde elde edilir. Bu durumda gaz türbinli kojenerasyon tesisinin ekserji verimi

$$\varepsilon_v = \frac{\dot{E}_T}{\dot{E}_{10} + \dot{E}_1} = \frac{\dot{W}_{NET} + (\dot{E}_9 - \dot{E}_8)}{\dot{E}_{10} + \dot{E}_1} \quad (4.69)$$

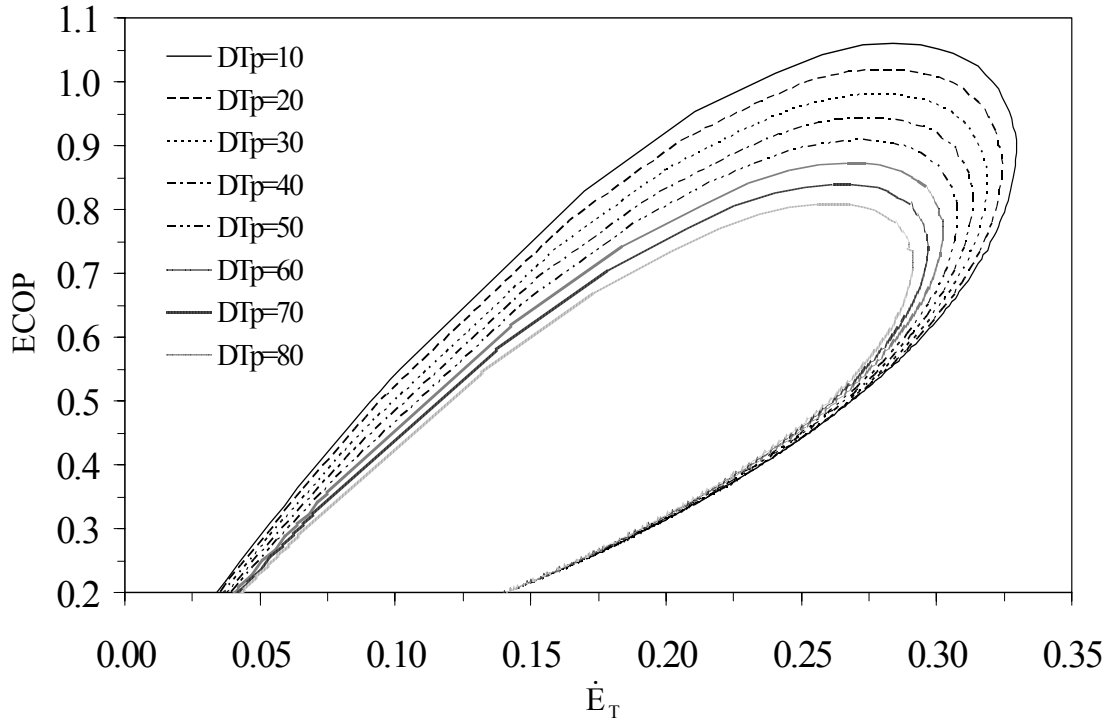
olur. Tesisin ECOP ekolojik performans katsayısı ise,

$$ECOP = \frac{\dot{E}_T}{T_0 \dot{S}_g} = \frac{\dot{E}_T}{\dot{E}_D} = \frac{\dot{W}_{NET} + (\dot{E}_9 - \dot{E}_8)}{\dot{E}_{DK} + \dot{E}_{DYO} + \dot{E}_{DT} + \dot{E}_{DR} + \dot{E}_{DIGKÜ} + \dot{E}_7} \quad (4.70)$$

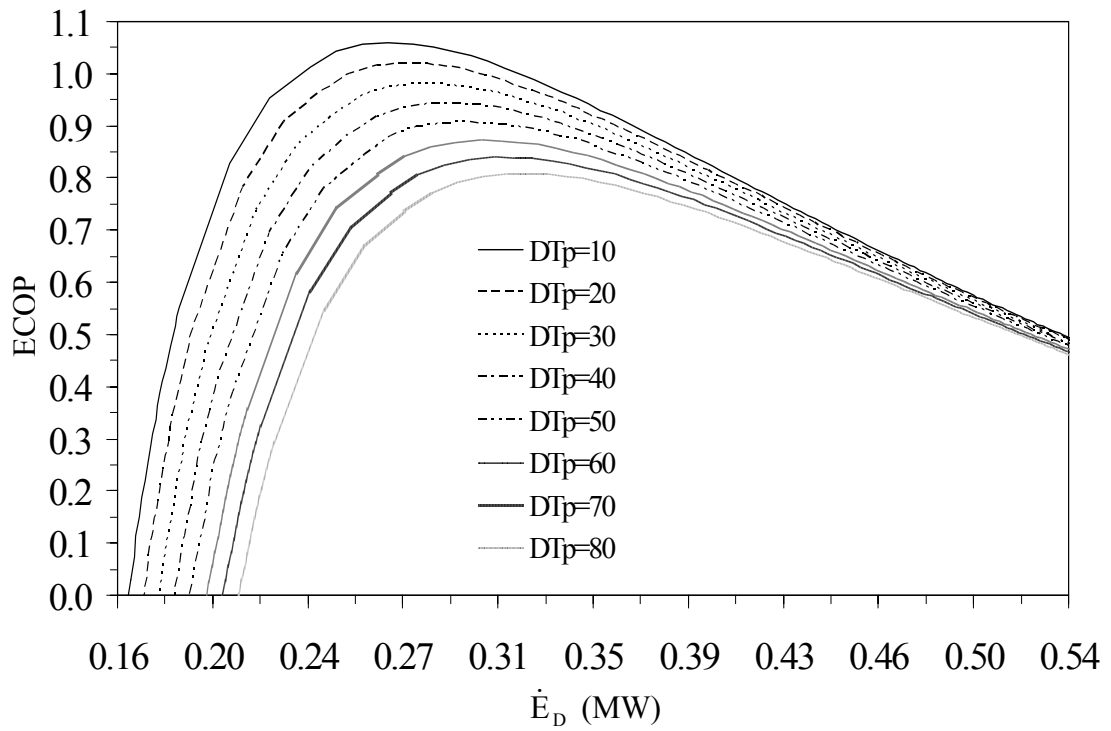
olarak yazılır. Bölüm 4.1 ve 4.2’de yapılan analizlerde, maksimum çevrim sıcaklığı, kompresör ve türbin izentropik verimleri ve rejeneratör etkinliği parametre olarak alınmıştır. Bu bölümde ise minimum sıcaklık farkı (DT_p) parametre olarak alınarak genel ve optimal performans üzerindeki etkileri incelenmiştir. Analizde tesisin maksimum sıcaklık oranı $\alpha=T_{\max}/T_{\min}=4$, türbin izentropik verimi 0.9, kompresör izentropik verimi 0.85 ve rejeneratör etkinliği 0.85 alınmıştır. ECOP amaç fonksiyonunun değişik minimum sıcaklık farkı (DT_p) değerleri için, basınç oranı parametresi (Prc), toplam ekserji çıktısı ($\dot{E}_T$) ve toplam ekserji kaybı ($\dot{E}_D$) ile değişimi sırasıyla Şekil 4.40-42’de sunulmuştur. Minimum sıcaklık farkı arttıkça ECOP amaç fonksiyonu azalmakta, buna karşılık maksimum ECOP şartlarındaki kompresör basınç oranı parametresi (Prc^*) ve toplam ekserji kaybı ($\dot{E}_D^*$) artış gösterirken toplam ekserji çıktısı ($\dot{E}_T^*$) ise azalmaktadır.



Şekil 4.40 Gaz türbinli kojenerasyon tesisinde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik DT_p değerleri için basınç oranı parametresi ile değişimi
($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_c=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\eta_R=0.85$)



Şekil 4.41 Gaz türbinli kojenerasyon tesisinde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik D_{Tp} değerleri için toplam ekserji değeri ile değişimi
($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\eta_R=0.85$)

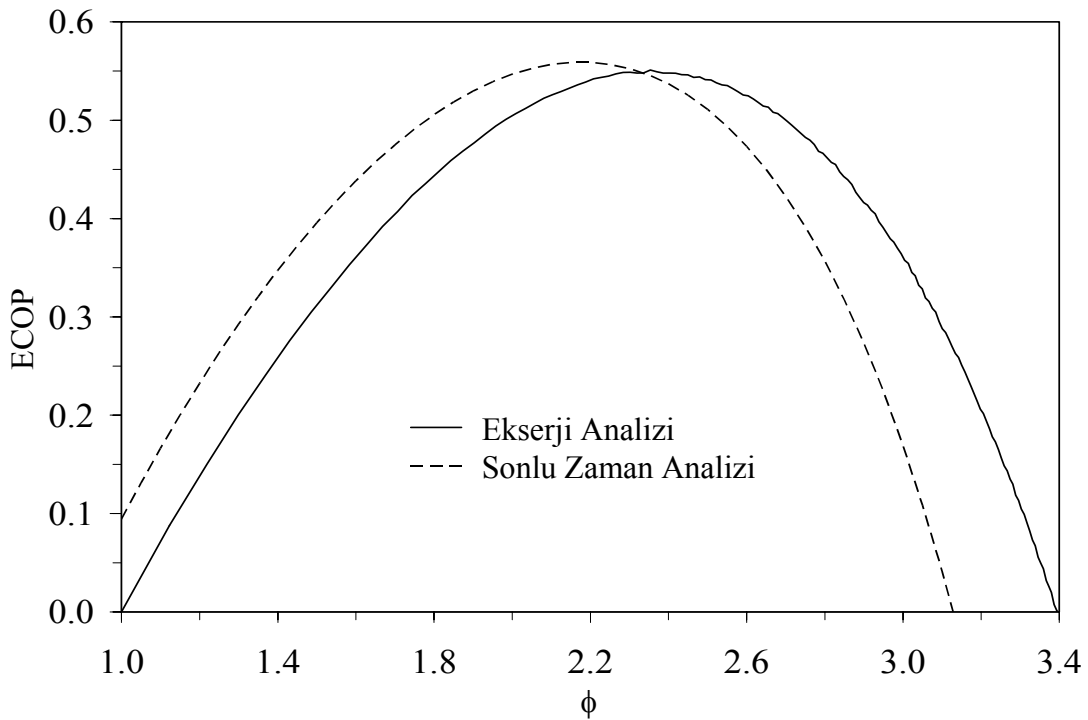


Şekil 4.42 Gaz türbinli kojenerasyon tesisinde ECOP amaç fonksiyonunun, değişik D_{Tp} değerleri için toplam ekserji kaybı ile değişimi
($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\eta_R=0.85$)

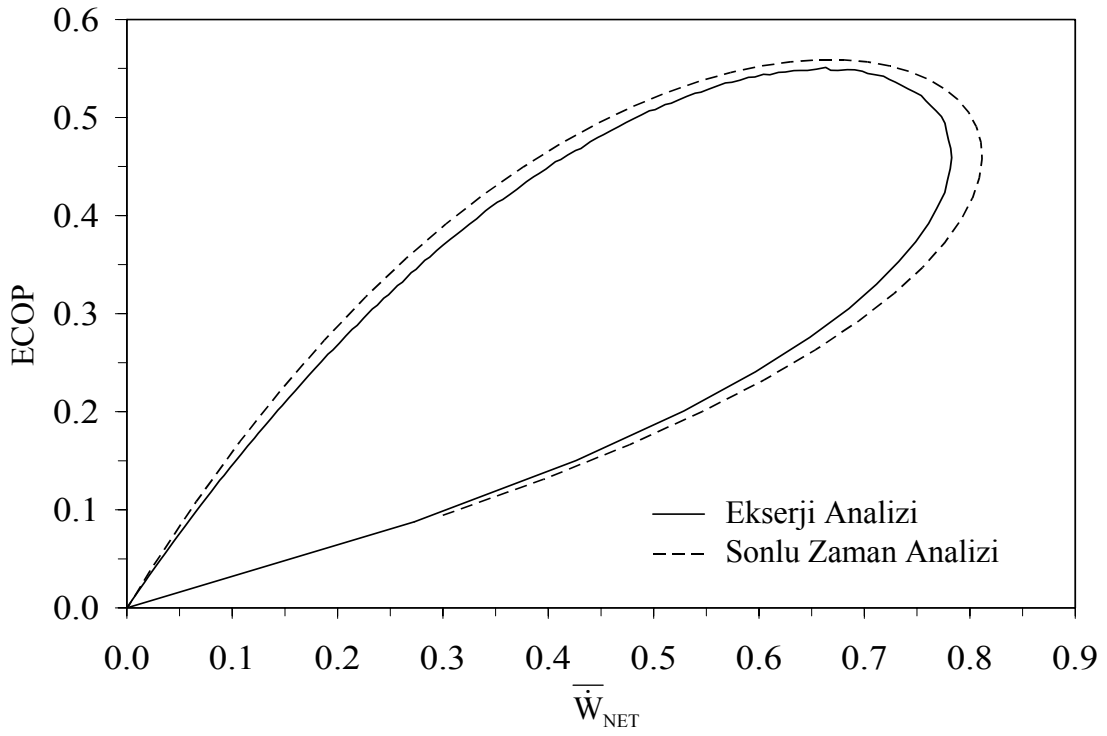
4.4 Sonlu Zaman Teorisi ve Klasik Ekserji Yöntemine Dayalı Termoeekolojik

Performans Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

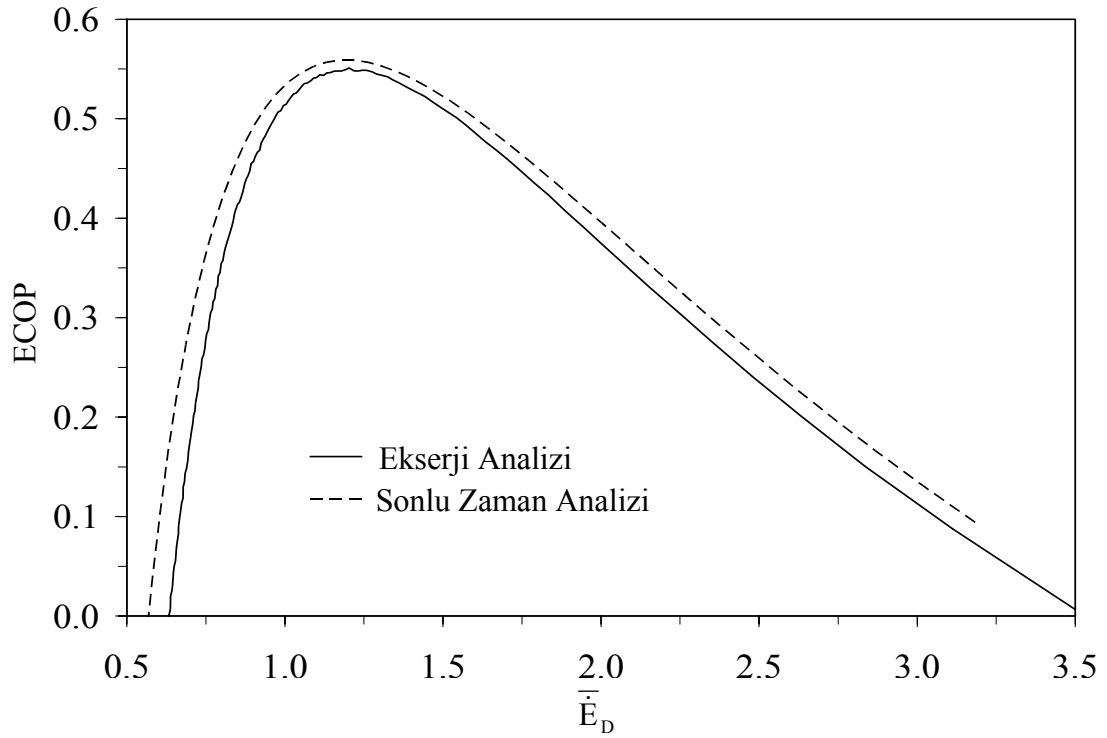
Gaz türbinli tesislerin sonlu-zaman termodinamiği teorisi ve klasik ekserji analizi yöntemi kullanılarak yapılan performans analizi Bölüm 3 ve 4’de ayrıntılı olarak verilmiştir. Burada ise sonlu-zaman termodinamiği teorisiyle klasik ekserji analizi yönteminin mukayesesi yapılmıştır. ECOP amaç fonksiyonunun izentropik sıcaklık oranı, boyutsuz net güç ($\bar{W}_{NET} = \dot{W}_{NET} / (\dot{m}C_p T_L)$) ve boyutsuz ekserji kaybı ($\bar{E}_D = \dot{E}_D / (\dot{m}C_p T_L)$) ile sonlu-zaman termodinamiği ve klasik ekserji analizi yöntemlerine göre mukayeseli olarak değişimi Şekil 4.43-45’de gösterilmiştir. Ayrıca boyutsuz net güç çıktısının ekserji verimi ile ve boyutsuz ekserji kaybının izentropik sıcaklık oranı ile sonlu-zaman termodinamiği ve klasik ekserji analizi yöntemlerine göre mukayeseli olarak değişimi Şekil 4.46 ve 4.47’de gösterilmiştir. Şekillerden görüleceği her iki yöntem genel ve optimal performanslar yönünden birbirine oldukça yakın sonuçlar vermektedir. Sonlu zaman yöntemi ile klasik ekserji analizi yönteminin sonuçları arasındaki küçük farkların en önemli nedeni sonlu zaman yönteminde özgül ısıların sabit olduğu ve yanma odasındaki ısı kayıplarının olmadığı varsayımdır. Sonlu zaman yöntemi sonuçları klasik ekserji analizi yöntemi sonuçlarından ufak sapmalar göstermesine rağmen, bu yöntem enerji üretim sistemlerinin performansının analizinde kolaylıklar sağlamaktadır. Bu nedenle, ön dizayn aşamasında optimal performans ve dizayn parametrelerinin belirlenmesi için yol gösterici olabilir.



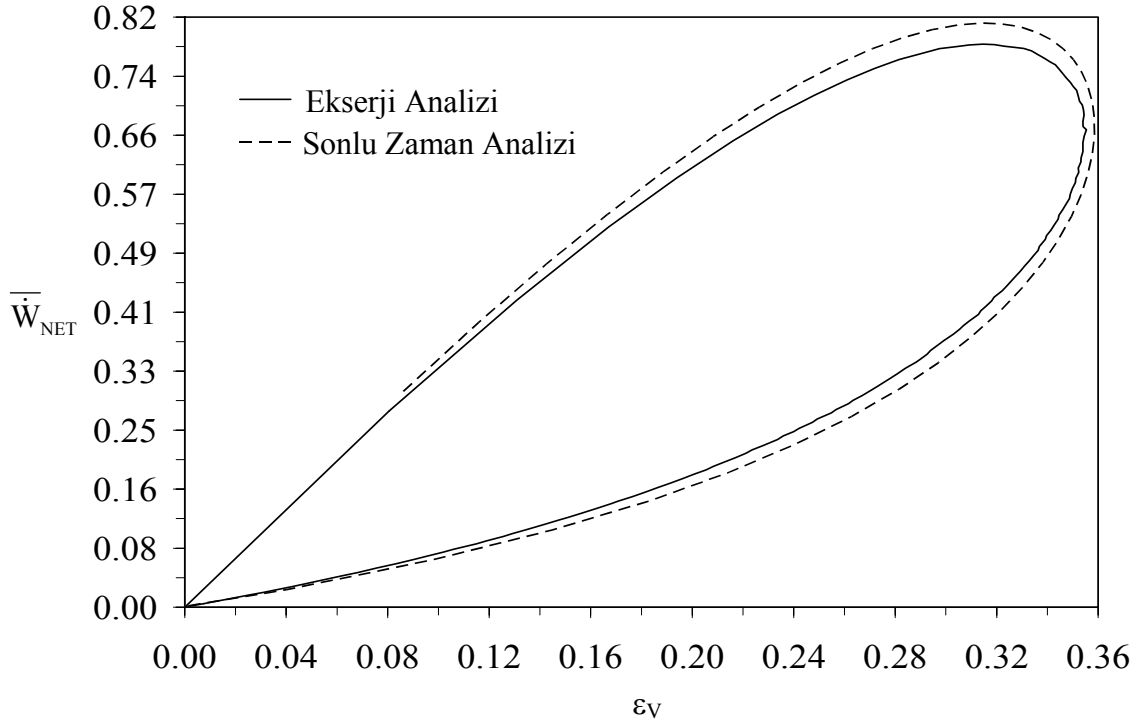
Şekil 4.43 Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, izentropik sıcaklık oranı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_H=0.1$, $\varepsilon_L=0.9$, $k=1.4$)



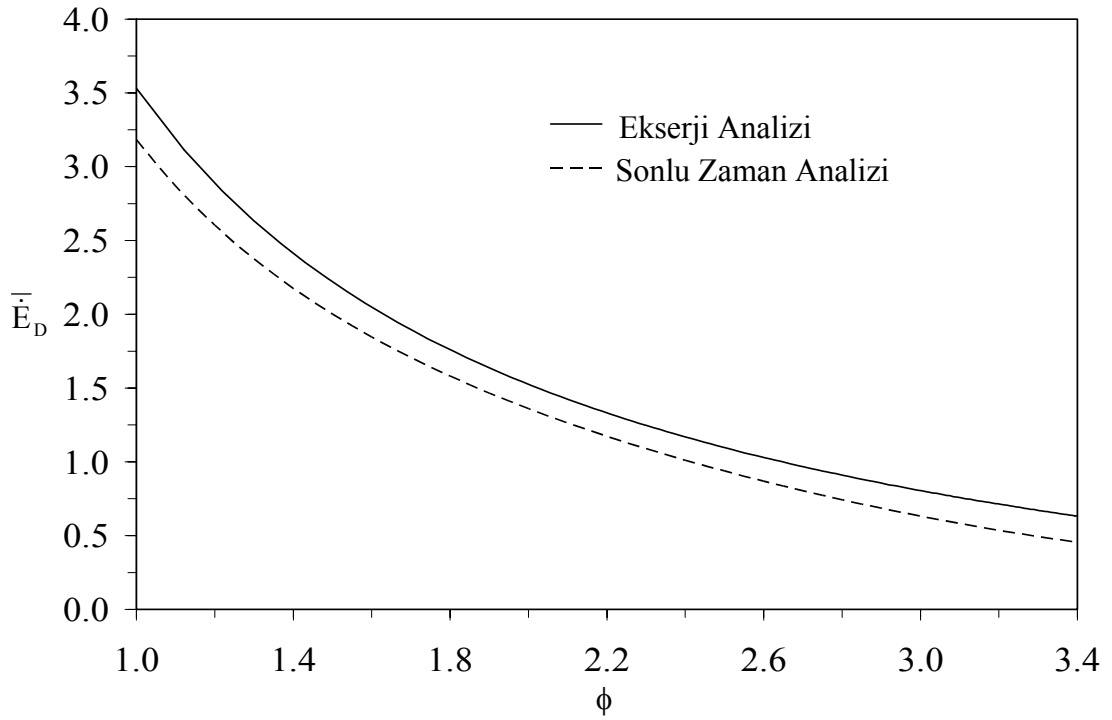
Şekil 4.44 Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, boyutsuz güç çıktısı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_H=0.1$, $\varepsilon_L=0.9$, $k=1.4$)



Şekil 4.45 Basit JB çevriminde ECOP amaç fonksiyonunun, boyutsuz ekserji kaybı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_H=0.1$, $\varepsilon_L=0.9$, $k=1.4$)



Şekil 4.46 Basit JB çevriminde boyutsuz güç çıktısının, ekserji verimi ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_H=0.1$, $\varepsilon_L=0.9$, $k=1.4$)



Şekil 4.47 Basit JB çevriminde boyutsuz ekserji kaybının, izentropik sıcaklık oranı ile değişimi ($T_0=298.15$ K, $\alpha=4$, $\eta_C=0.85$, $\eta_T=0.9$, $\varepsilon_H=0.1$, $\varepsilon_L=0.9$, $k=1.4$)

5. İÇTEN YANMALI MOTORLARDA TERMOEKOLOJİK PERFORMANS ANALİZİ

Hava standartlı içten yanmalı motor çevrimleri (Otto, Diesel ve Karma çevrimler) için sonlu zaman teorisine dayalı optimizasyon çalışmaları, 1980 yılından itibaren yoğunluk kazanmıştır.

Mozurkewich ve Berry (1982), Hoffman vd. (1985) ve Burzler vd. (2000) hava standartlı bir çevrime göre çalışan basit bir model için bazı kayıpları (sürtünme kaybı, ısı kaçağı ve eksik yanma) dikkate alarak ve optimal kontrol teorisini kullanarak maksimum güç çıktısı kriterine göre bir optimizasyon çalışması yapmışlardır. Aizenbud vd. (1982) ve Chen vd. (1998) bir silindir içerisine yerleştirilmiş bir pistonun optimal çalışma şartlarını belirlemiştir.

Klein (1991) ideal Otto ve Diesel çevrimlerini incelemiş ve bu çevrimlerin maksimum güç şartlarındaki hacimsel sıkıştırma oranlarını ve ısı verimlerini karşılaştırmıştır. Silindir duvarları boyunca oluşan ısı transferinin Otto çevriminin güç çıktısı üzerindeki etkilerini incelemiştir.

Orlov ve Berry (1993), çevre ile olan ısı geçişi tersinmezliklerini ve kimyasal proseslerdeki entropi üretimini dikkate alarak içten yanmalı motorların güç ve verimlerinin üst sınırlarını veren bazı analitik ifadeler elde etmişlerdir.

Wu ve Blank (1992) iç tersinir Otto çevriminin maksimum iş şartlarını araştırmış ve bu şartlar üzerinde yanmanın etkisini incelemiştir. Blank ve Wu (1993) ise iç tersinir Diesel çevrimi için benzer bir çalışma yapmışlardır. Blank ve Wu (1993), net güç çıktısını ön genişleme oranına göre maksimize etmiş ve optimum ön genişleme oranı değeri olarak 5.997 bulmuşlardır. Chen (1997) yanmanın güç çıktısı üzerindeki etkisini dikkate alarak, karma çevrimin güç potansiyelini analiz ederek bir optimizasyon çalışması yapmıştır. Bu çalışmada Blank ve Wu (1993) tarafından elde edilen optimum maksimum sıcaklık ve optimum ön genişleme oranı değerlerinin doğruluğunu kritik ederek, Blank ve Wu (1993) tarafından bulunan optimum maksimum sıcaklık değerinin, adyabatik alev sıcaklığından daha yüksek olduğuna dikkat çekmiştir. Ayrıca, Wu ve Blank (1993) iç tersinir Otto çevrimini net güç çıktısına ve ortalama efektif basınca göre optimize etmişlerdir. Elde edilen sonuçların mukayesesinden, güç çıktısının ve ortalama efektif basıncın optimizasyonu ile bulunan optimal sıkıştırma oranlarının maksimum çevrim sıcaklığının artan fonksiyonu olduğu görülmüştür.

Angulo-Brown vd. (1994) ısıtma ve soğutma proseslerinde sonlu zaman kabulü yaparak, hava standartlı Otto çevrimi için basitleştirilmiş tersinmez bir model önermişlerdir. Güç çıktısı, ısı verim ve ekolojik fonksiyonu sıkıştırma oranına göre maksimize etmişlerdir ve optimum sıkıştırma oranı değerlerinin, pratik Otto makinalarının standart değerleri ile iyi bir uyum

sağladığını göstermişlerdir. Klein (1991) ve Angulo-Brown vd. (1996) tarafından geliştirilen yöntem, birçok araştırmacı tarafından maksimum iş/maksimum güç çıktısı şartlarındaki optimal şartları belirlemek amacıyla hava standartlı Otto, Diesel ve karma çevrimlere uygulanmıştır.

Hernandez vd. (1995), adyabatik prosesler için gerekli zamanı da dikkate alarak iç sürtünmeli tersinmez Otto makinası için Angulo-Brown vd. (1996) tarafından yapılan çalışmayı tamamlayan bir model ileri sürmüşlerdir. Angulo-Brown vd. (1996), bir çevrim tersinmezlik parametresi tanımlayarak kendi çalışmalarını [Angulo-Brown vd. (1994)] geliştirmişlerdir. Tersinmezlik parametresinin çevrimdeki sabit hacim proseslerindeki ısı kapasitelerin oranı olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca tersinmezlik parametresinin Otto çevriminin verim ve güç çıktısı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır.

Aragon-Gonzalez vd. (2000), genişleme ve sıkıştırma proseslerindeki tersinmezlikleri dikkate alarak Otto çevrimine ait maksimum iş ve ısı verim şartlarını araştırmışlardır. Chen vd. (1996) ve Akash (2001), ısı transferinin hava-standartlı Diesel çevriminin net iş çıktısı ve verimi üzerindeki etkilerini göstermek için bir performans analizi gerçekleştirmişlerdir. Chen vd. (1998) ve Lin vd. (1999), hava-standartlı Otto ve karma çevrim için maksimum güç ve maksimum güç yoğunluğu kriterlerine dayalı mukayeseli bir performans analizi yapmışlardır.

Bhattacharyya (2000), sürtünme ve ısı kayıpları dikkate alarak tersinmez diesel çevrimini analiz ederek, güç çıktısını ve ısı verimi kesme oranına göre optimize etmişlerdir. Ayrıca Chen vd. (2002) ve Wang vd. (2002), sürtünmenin hava-standartlı Diesel ve karma çevrimlerin performansı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır.

Chen vd. (1998), Al-Sarkhi vd. (2002) ve Şahin vd. (2002), kayıpsız Atkinson, Miller ve karma çevrimin optimal güç yoğunluğu karakteristiklerini incelemişlerdir. Şahin vd. (2002), yeni bir kombine karma ve Joule-Brayton güç çevrimi modeli tanıtarak, optimize etmişlerdir. Karma çevrim ve kombine çevrim için maksimum güç yoğunluğu şartlarındaki optimal performans ve dizayn parametreleri analitik olarak elde edilmiştir.

Chen vd. (2003, 2004), ısı transferi ve sürtünme kayıplı Otto, Miller ve karma çevrim için güç ve ısı verim karakteristiklerini çıkarmışlardır. Fischer vd. (2004), ısı transfer kayıplarını göz önünde bulundurarak Diesel, Otto ve Karma çevrimin güç çıktısı ve ısı verim karakteristikliğini elde etmişlerdir. Qin vd. (2004), sabit ısı kapasiteli tersinmez pistonlu ısı makinası çevrimleri için güç ve ısı verim karakteristiklerini elde etmişlerdir. Ge vd. (2005); Qin vd. (2004)'nin çalışmasını daha da genelleştirerek, ikişer adet sabit ısı kapasiteli ısıtma ve soğutma ve iki

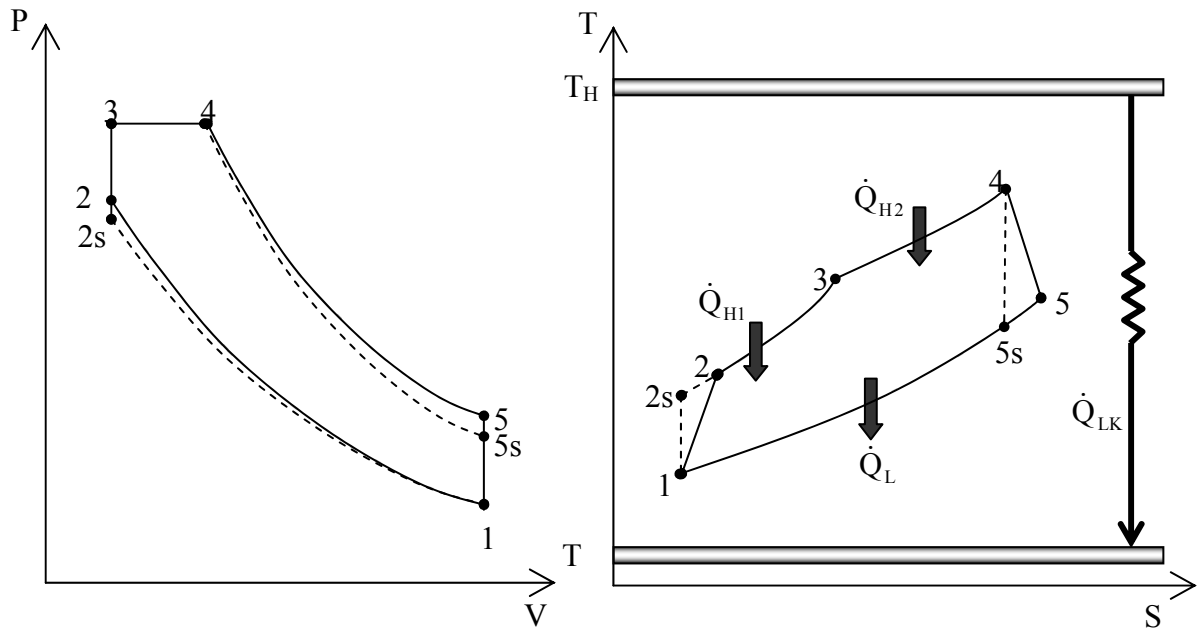
adyabatik prostenen oluşan tersinmez pistonlu bir ısı makinası çevrim modeline uygulamışlardır.

5.1 Karma Çevrimin ECOP Kriterine Dayalı Performans Analizi ve Optimizasyonu

Tersinmez karma çevrimin genel ve optimal performansını incelemek için, ısı geçişi tersinmezlikleri, ısı kaçağı ve iç tersinmezlikler dikkate alınarak ayrıntılı bir nümerik çalışma gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürde bulunan ekolojik performans kriteri ve maksimum güç çıktısı sonuçlarıyla karşılaştırılarak yeni tanımlanmış olan ekolojik performans katsayısının kullanılabilirliği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar maksimum ECOP şartlarında çalışan karma çevrimin entropi üretimi ve ısı verim yönünden önemli avantajlar sağladığını göstermiştir.

5.1.1 Teorik Analiz ve Performans Optimizasyonu

Sabit sıcaklıktaki ısı kaynakları arasında çalışan tersinmez karma çevrimin P-V ve T-S diyagramları Şekil 5.1’de gösterilmiştir. Diyagramlarda, 1-2 prosesi iç tersinmez ve 1-2s izentropik sıkıştırma prosesi olmaktadır. Isı geçişi iki kademeli olarak, sırasıyla 2-3 sabit hacim ve 3-4 sabit basınç proseslerinde gerçekleşmektedir. 4-5 prosesi iç tersinmez ve 4-5s izentropik genişleme prosesi olmaktadır. 5-1 sabit hacim prosesinde ısı atılarak çevrim tamamlanmaktadır.



Şekil 5.1 Tersinmez karma çevrim için P-V ve T-S diyagramları

$\dot{Q}_{H1}$ ve $\dot{Q}_{H2}$ T_H sıcaklığındaki sıcak ısı kaynağından 2-3 ve 3-4 proseslerinde iş akışkanına olan ısı transferi miktarlarıdır. $\dot{Q}_L$ ise 5-1 prosesinde, iş akışkanından T_L sıcaklığındaki soğuk ısı kaynağına atılan ısı miktarıdır. İş akışkanı için sabit özgül ısıda ideal gaz kabulü ile çevrime verilen ısılar $\dot{Q}_{H1}$ ve $\dot{Q}_{H2}$, atılan ısı $\dot{Q}_L$, aşağıdaki gibi yazılır:

$$\dot{Q}_{H1} = U_{H1}A_{H1} \frac{(T_H - T_2) - (T_H - T_3)}{\ln \frac{T_H - T_2}{T_H - T_3}} = \dot{C}_w (T_3 - T_2) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{H2} = U_{H2}A_{H2} \frac{(T_H - T_3) - (T_H - T_4)}{\ln \frac{T_H - T_3}{T_H - T_4}} = k\dot{C}_w (T_4 - T_3) \quad (5.2)$$

$$\dot{Q}_L = U_LA_L \frac{(T_5 - T_L) - (T_1 - T_L)}{\ln \frac{T_5 - T_L}{T_1 - T_L}} = \dot{C}_w (T_5 - T_1) \quad (5.3)$$

burada $U_{H1}A_{H1}$, $U_{H2}A_{H2}$ sıcak ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştiricilerin ve U_LA_L ise soğuk ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştiricisinin toplam ısı transfer geçirgenlik katsayısı, $\dot{C}_w$ iş akışkanının ısı kapasitansı ve k izentropik üs olmaktadır. Denklem (5.1), (5.2) ve (5.3) kullanılarak ısı transferleri,

$$\dot{Q}_{H1} = \dot{C}_w \varepsilon_{H1} (T_H - T_2) = \dot{C}_w (T_3 - T_2) \quad (5.4)$$

$$\dot{Q}_{H2} = k\dot{C}_w \varepsilon_{H2} (1 - \varepsilon_{H1}) (T_H - T_2) = k\dot{C}_w (T_4 - T_3) \quad (5.5)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{C}_w \varepsilon_L (T_5 - T_L) = \dot{C}_w (T_5 - T_1) \quad (5.6)$$

şeklinde yeniden düzenlenir. Burada ε_{H1} ve ε_{H2} sıcak ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştiricilerine ait etkinlik değerleri ve ε_L ise soğuk ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştiricisine ait etkinlik değerleri olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\varepsilon_{H1} = 1 - \exp(-N_{H1}) \quad (5.7)$$

$$\varepsilon_{H2} = 1 - \exp(-N_{H2}) \quad (5.8)$$

$$\varepsilon_L = 1 - \exp(-N_L) \quad (5.9)$$

Minimum ısı kapasiteye göre ısı transfer birimi sayıları ise aşağıda verildiği gibidir:

$$\left(N_{H1} = \frac{U_{H1}A_{H1}}{\dot{C}_w}, N_{H2} = \frac{U_{H2}A_{H2}}{k\dot{C}_w}, N_L = \frac{U_LA_L}{\dot{C}_w} \right).$$

Lineer ısı transfer modeli kullanılarak, T_H sıcaklığındaki sıcak kaynaktan T_L sıcaklığındaki soğuk kaynağa olan ısı kaçağı miktarı aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q}_{LK} = \dot{C}_I(T_H - T_L) = \xi \dot{C}_W(T_H - T_L) \quad (5.10)$$

burada $\dot{C}_I$, ısı makinasının iç ısıl geçirgenlik parametresini göstermekte ve ξ ise iç ısıl geçirgenlik katsayısının, iş akışkanının ısıl kapasite değerine göre yüzdesini göstermektedir ($\xi = \dot{C}_I / \dot{C}_W$). Sıcak ısı kaynağından transfer edilen toplam ısı

$$\dot{Q}_{HT} = \dot{Q}_{H1} + \dot{Q}_{H2} + \dot{Q}_{LK} = \dot{C}_W \{ [\epsilon_{H1} + k\epsilon_{H2}(1 - \epsilon_{H1})](T_H - T_2) + \xi(T_H - T_L) \} \quad (5.11)$$

ve soğuk ısı kaynağına transfer edilen toplam ısı

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_{LK} = \dot{C}_W \{ \epsilon_L(T_5 - T_L) + \xi(T_H - T_L) \}. \quad (5.12)$$

olmaktadır. Denklem (5.4), (5.5) ve (5.6) kullanılarak:

$$T_3 = \epsilon_{H1}T_H + (1 - \epsilon_{H1})T_2 \quad (5.13)$$

$$T_4 = [\epsilon_{H1} + \epsilon_{H2}(1 - \epsilon_{H1})]T_H + (1 - \epsilon_{H1})(1 - \epsilon_{H2})T_2 \quad (5.14)$$

$$T_1 = \epsilon_L T_L + (1 - \epsilon_L)T_5 \quad (6.15). \quad (5.15)$$

elde edilir. Termodinamiğin birinci kanununa göre karma çevrim için güç çıktısı aşağıda verildiği gibidir:

$$\begin{aligned} \dot{W} &= (\dot{Q}_{H1} + \dot{Q}_{H2}) - \dot{Q}_L \\ &= \dot{C}_W \{ [\epsilon_{H1} + k\epsilon_{H2}(1 - \epsilon_{H1})](T_H - T_2) - \epsilon_L(T_5 - T_L) \} \end{aligned} \quad (5.16)$$

Denklem (5.16)'dan T_5 sıcaklığı,

$$T_5 = T_L + \frac{\epsilon_{H1} + k\epsilon_{H2}(1 - \epsilon_{H1})}{\epsilon_L} T_H - \frac{\epsilon_{H1} + k\epsilon_{H2}(1 - \epsilon_{H1})}{\epsilon_L} T_2 - \frac{\dot{W}}{\dot{C}_W \epsilon_L} \quad (5.17)$$

olarak yazılabilir. Denklem (5.17) denklem (5.15)'de yerine yazılırsa:

$$T_1 = T_L + \frac{(1 - \epsilon_L)[\epsilon_{H1} + k\epsilon_{H2}(1 - \epsilon_{H1})]}{\epsilon_L} T_H - \frac{(1 - \epsilon_L)[\epsilon_{H1} + k\epsilon_{H2}(1 - \epsilon_{H1})]}{\epsilon_L} T_2 - \frac{(1 - \epsilon_L)\dot{W}}{\dot{C}_W \epsilon_L} \quad (5.18)$$

Tersinmez karma çevrim için termodinamiğin ikinci kanununa göre

$$\Delta S_{42} - \Delta S_{51} < 0 \quad (5.19)$$

olmalıdır. Denklem (5.19)'da verilen eşitsizlik, aşağıdaki gibi düzenlenebilir

$$I_{AS} \Delta S_{42} - \Delta S_{51} = 0 \quad \text{ve} \quad I_{AS} \geq 1 \quad (5.20)$$

burada iç tersinmezliği karakterize eden parametre aşağıdaki gibi tanımlanır (Chen vd., 1999; Durmayaz vd., 2004).

$$I_{AS} = \frac{(S_5 - S_1)}{(S_3 - S_2) + (S_4 - S_3)} \quad (5.21)$$

Denklem (5.20) ve (5.21) kullanılarak ikinci kanun ifadesi aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$T_1 T_3^{I_{AS}(1-k)} T_4^{kI_{AS}} - T_2^{I_{AS}} T_5 = 0 \quad (5.22)$$

Denklem (5.13), (5.14), (5.17) ve (5.18) denklem (5.22)'de yerine yazılınca çevrimin güç çıktısı

$$\dot{W} = \dot{C}_w \varepsilon_L T_H a_7 \quad (5.23)$$

olmaktadır. İfadeyi sadeleştirmek için tanımlanan parametreler ise aşağıda verildiği gibidir:

$$a_1 = \frac{\varepsilon_{H1} + k\varepsilon_{H2}(1 - \varepsilon_{H1})}{\varepsilon_L}$$

$$a_2 = \varepsilon_{H2}(1 - \varepsilon_{H1}) + \varepsilon_{H1}$$

$$a_3 = (1 - \varepsilon_{H1})(1 - \varepsilon_{H2})$$

$$a_4 = [\varepsilon_{H1} T_H + (1 - \varepsilon_{H1}) T_2]^{I_{AS}(1-k)} [a_2 T_H + a_3 T_2]^{kI_{AS}}$$

$$a_5 = \frac{T_L}{T_H} + (1 - \varepsilon_L) a_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_H} \right)$$

$$a_6 = \frac{T_L}{T_H} + a_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_H} \right)$$

$$a_7 = \frac{a_6 T_2^{I_{AS}} - a_4 a_5}{T_2^{I_{AS}} - a_4 (1 - \varepsilon_L)}$$

Karma çevrime ait entropi üretimi için

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_{LT}}{T_L} - \frac{\dot{Q}_{HT}}{T_H} = \dot{C}_w \left[\varepsilon_L (a_1 a_8 - a_7 \tau) + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} \right] \quad (5.24)$$

ifadesi elde edilir ve burada $a_8 = (\tau - 1) \left(1 - \frac{T_2}{T_H} \right)$ şeklinde tanımlanmıştır. Angulo-Brown (1991) tarafından tanımlanan ve Yan (1993) tarafından geliştirilen ekolojik optimizasyona yönelik amaç fonksiyonu

$$\dot{E} = \dot{W} - T_0 \dot{S}_g \quad (5.25)$$

şeklindedir. Burada T_0 çevre sıcaklığı olarak tanımlanmış ve soğuk kaynak sıcaklığı T_L 'ye eşit alınmıştır. Denklem (5.23) ve (5.24) denklem (5.25)'de yerine yazılarak, ekolojik amaç fonksiyonu T_2 sıcaklığının fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\dot{E} = \dot{C}_W \left\{ (a_7 \varepsilon_L T_H) - T_0 \left[a_1 a_8 \varepsilon_L + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} - a_7 \varepsilon_L \tau \right] \right\} \quad (5.26)$$

ECOP (ekolojik performans katsayısı) fonksiyonu güç çıktısının kayıp kullanılabilir enerjiye oranı olarak aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$ECOP = \frac{\dot{W}}{T_0 \dot{S}_g} \quad (5.27)$$

Denklem (5.23) ve (5.24) denklem (5.27)'de kullanılarak, ECOP amaç fonksiyonu

$$ECOP = \frac{a_7 \varepsilon_L T_H}{T_0 \left[\varepsilon_L (a_1 a_8 - a_7 \tau) + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} \right]} \quad (5.28)$$

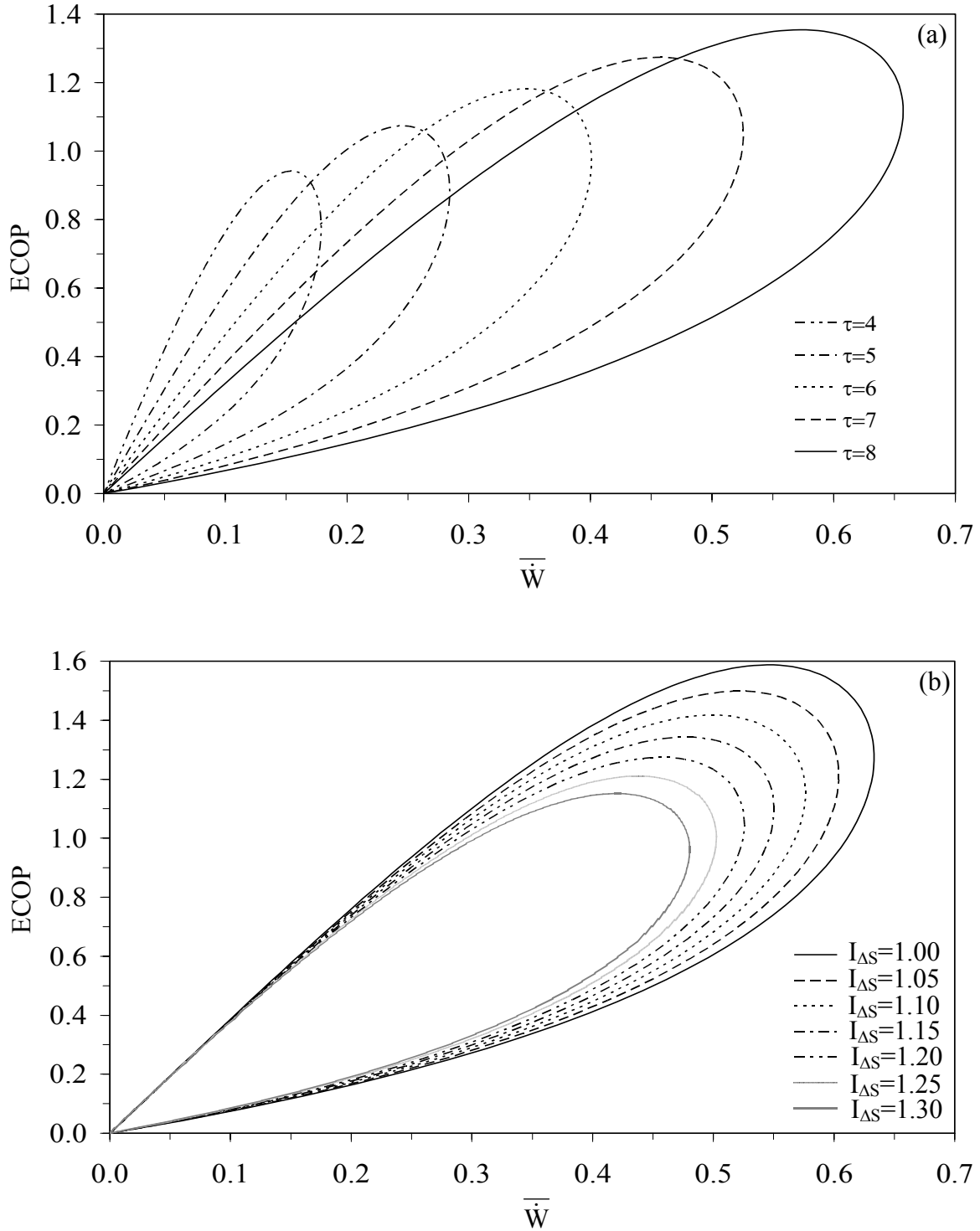
şeklinde elde edilir. Karma çevrime ait ısı verim ifadesi ise aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{HT}} = \frac{a_7 \varepsilon_L T_H}{a_1 \varepsilon_L (T_H - T_2) + \xi (T_H - T_L)} \quad (5.29)$$

5.1.2 Sonuçlar ve Tartışma

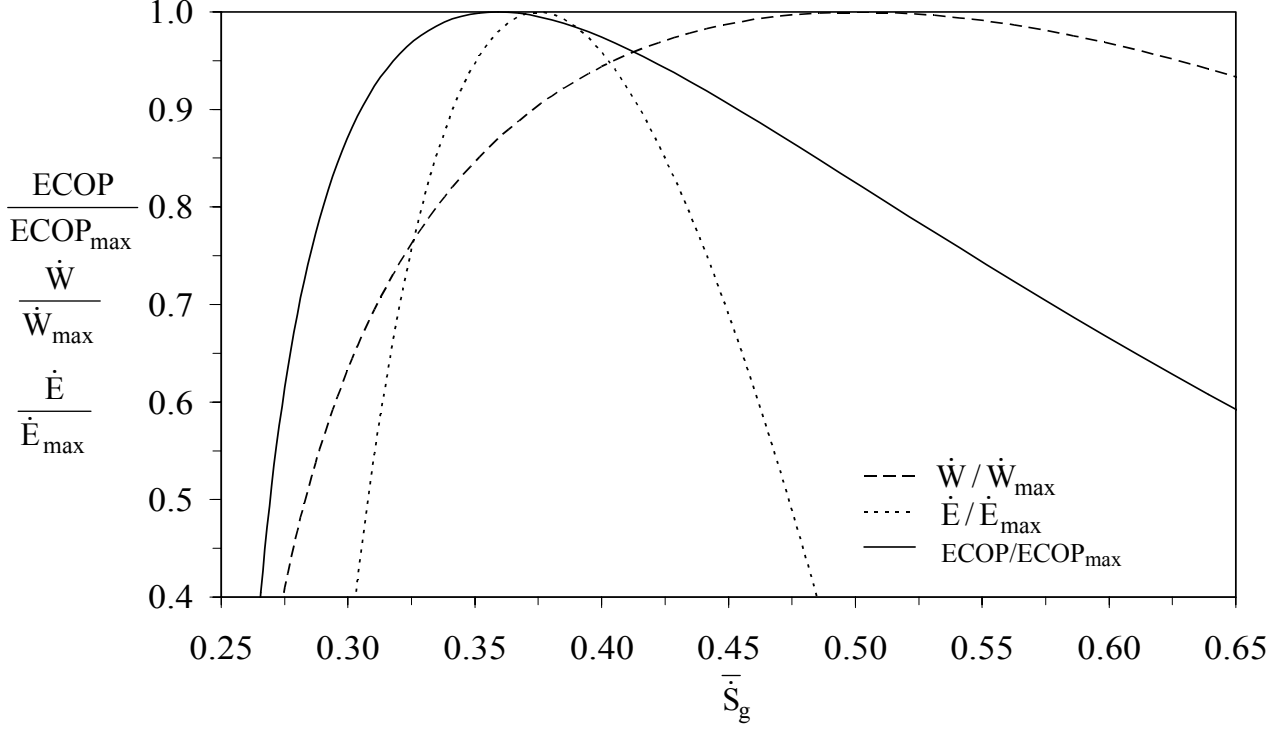
Tersinmez karma çevrimin genel ve optimal performansını ECOP amaç fonksiyonuna bağlı olarak incelemek amacıyla ayrıntılı bir nümerik çalışma gerçekleştirilmiştir. Sayısal hesaplamalarda toplam ısı transfer birimi sayısı $N_T = N_{H1} + N_{H2} + N_L$ olmakta ve $N_{H1} = N_{H2}$ olarak kabul edilmiştir. ECOP amaç fonksiyonunun değişik τ ve $I_{\Delta S}$ değerleri için, boyutsuz güç çıktısı ($\bar{\dot{W}} = \dot{W} / \dot{C}_W T_L$) ile değişimi sırasıyla Şekil 5.2 (a) ve (b)'de verilmiştir. ECOP ve $\bar{\dot{W}}$ performansları arasındaki ilişkinin kapanan bir eğri formu ortaya koyduğu bu şekillerden gözlenmektedir. Maksimum ECOP şartlarındaki güç çıktısı ($\bar{\dot{W}}^*$) maksimum güç

çıktısından daima daha az olurken, maksimum güç şartlarındaki ECOP performansı ($ECOP_{mp}$) maksimum ECOP şartlarından ($ECOP_{max}$) her zaman küçük olmaktadır. $ECOP_{mp} < ECOP_{max}$ ve $\dot{W}^* < \dot{W}_{max}$. $ECOP_{max} - ECOP_{mp}$ ve $\dot{W}_{max} - \dot{W}^*$ arasındaki fark, kaynak sıcaklık oranı τ arttıkça ve iç tersinmezlik parametresi $I_{\Delta S}$ azaldıkça artmaktadır.



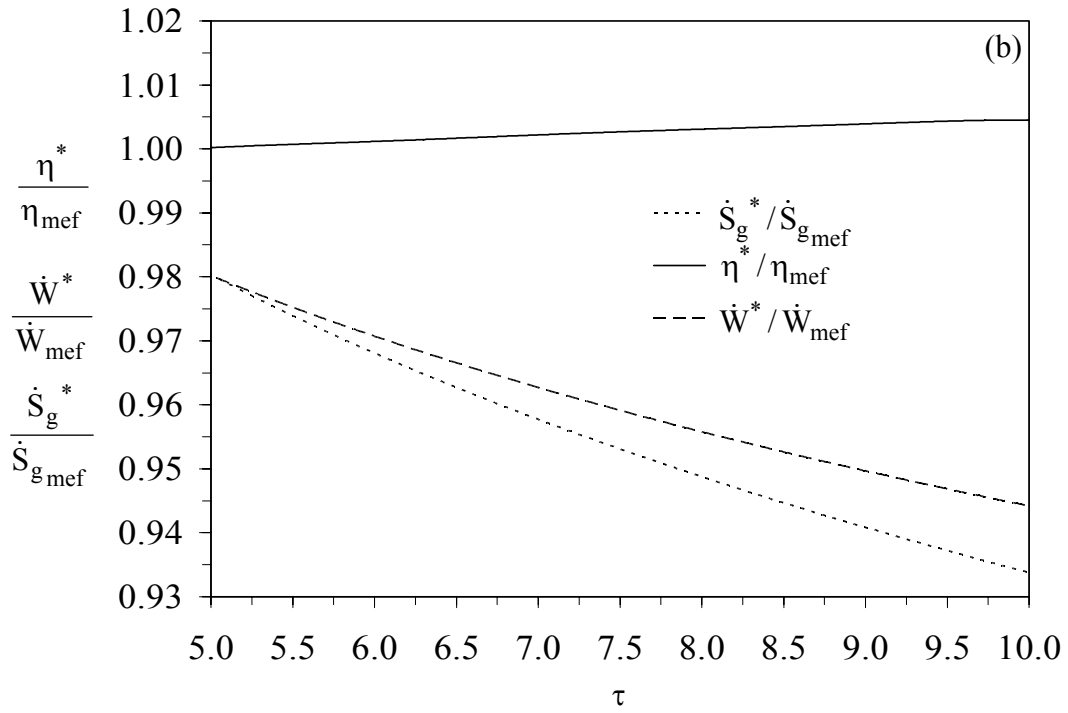
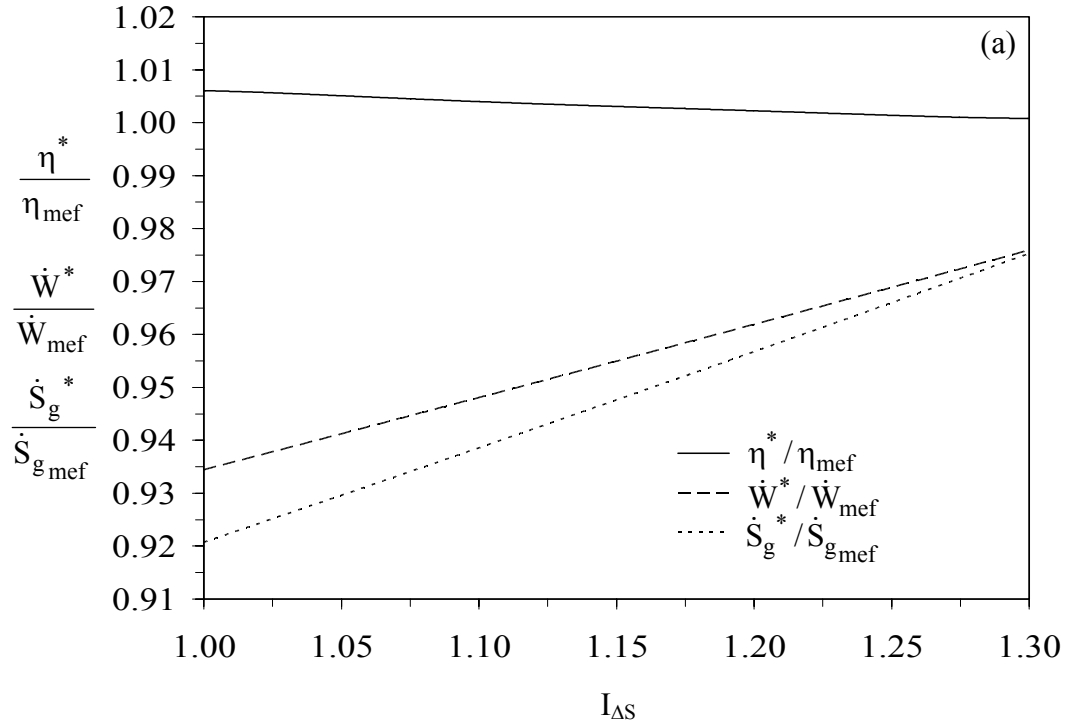
Şekil 5.2 ECOP amaç fonksiyonunun τ (a), ($I_{\Delta S}=1.2$); ve $I_{\Delta S}$ (b), ($\tau=7$); değerleri için, boyutsuz güç çıkışı ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $\chi = (N_{H1} + N_{H2}) / N_T = 0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$)

Normalize edilmiş ECOP, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonlarının boyutsuz entropi üretimi ($\bar{\dot{S}}_g = \dot{S}_g / \dot{C}_w$) ile değişimi Şekil 5.3’de sunulmuştur. $ECOP_{max}$ şartlarındaki entropi üretimi ($\dot{S}_g^*$), maksimum ekolojik fonksiyon ($\dot{E}_{max}$) ve maksimum güç ($\dot{W}_{max}$) şartlarındaki entropi üretimlerinden daha düşük olmaktadır, $\dot{S}_g^* < \dot{S}_{g_{mef}} < \dot{S}_{g_{mp}}$.

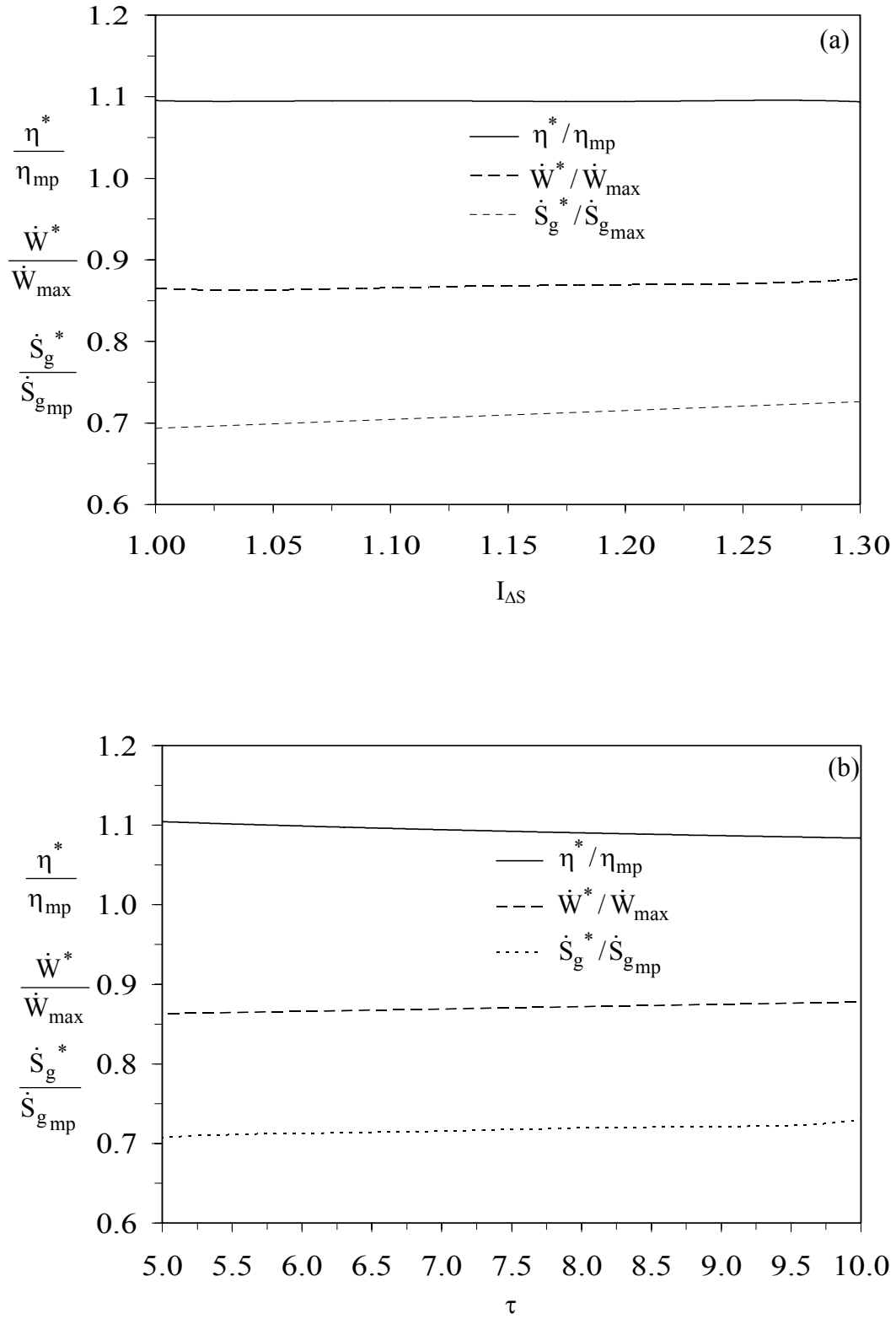


Şekil 5.3 Normalize edilmiş ECOP, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonlarının boyutsuz entropi üretimi ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $I_{\Delta S}=1.2$, $\tau=7$, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$)

η , $\dot{W}$ ve $\dot{S}_g$ yönünden genel performanslar, $ECOP_{max}$ ve $\dot{E}_{max}$ şartları için Şekil 5.4 (a) ve (b)’de mukayese edilmiştir. Şekil 5.4’den gözlendiği üzere, $ECOP_{max}$ şartları $\dot{E}_{max}$ şartlarına göre entropi üretimi yönünden oldukça fazla bir avantaja sahipken, ısı verim yönünden ise küçük bir avantaja sahiptir. Ancak güç çıktısı yönünden ise dezavantaja sahiptir. Ayrıca $ECOP_{max}$ şartlarının ısı verim ve entropi üretimi avantajı ile güç çıktısı dezavantajı τ arttıkça ve $I_{\Delta S}$ azaldıkça artış göstermektedir. Bu etkiyi göstermek için sayısal bir örnek verilecek olursa; $\tau=7$ ve $I_{\Delta S}=1.2$ için $ECOP_{max}$ şartları $\dot{E}_{max}$ şartlarına göre, entropi üretimi açısından %5 ve ısı verim yönünden %0.3 avantaj sağlarken; güç çıktısı yönünden % 4 dezavantaj göstermektedir.



Şekil 5.4 $ECOP_{max}$ ve $\dot{E}_{max}$ şartlarındaki optimal performansların değişik $I_{\Delta S}$ (a), ($\tau=7$); ve τ (b), ($I_{\Delta S}=1.2$); değerleri ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$)

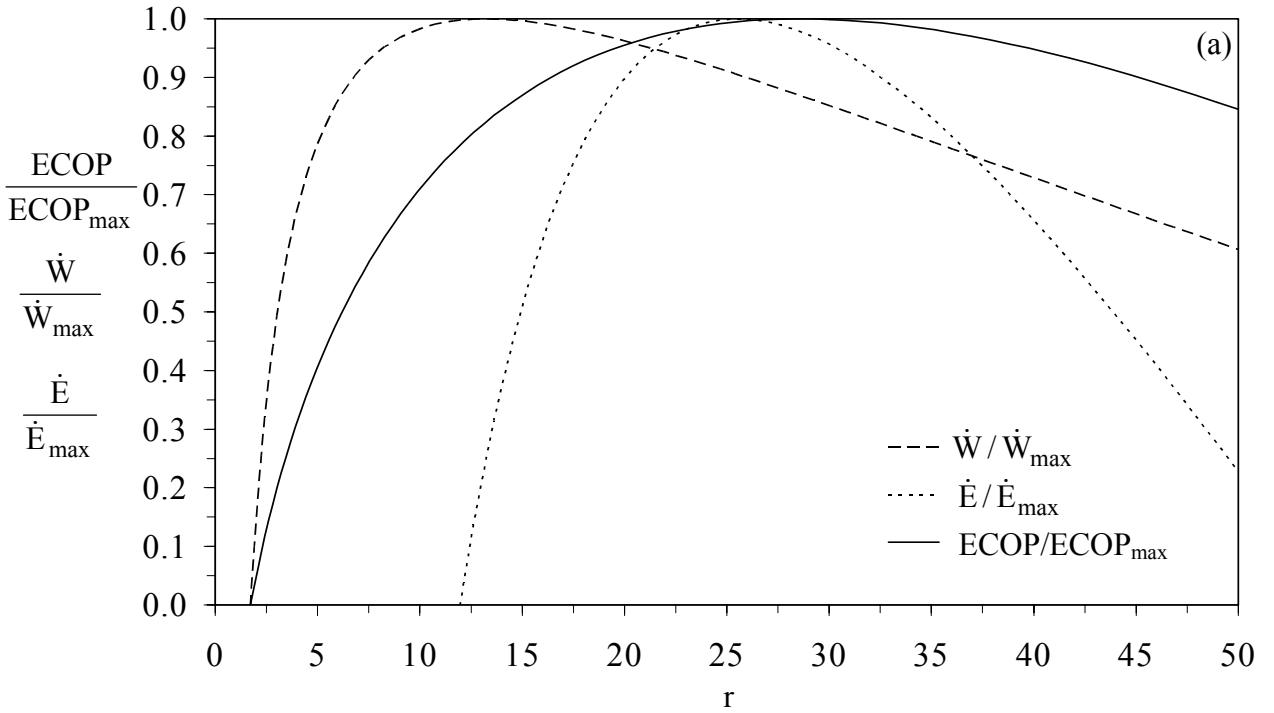


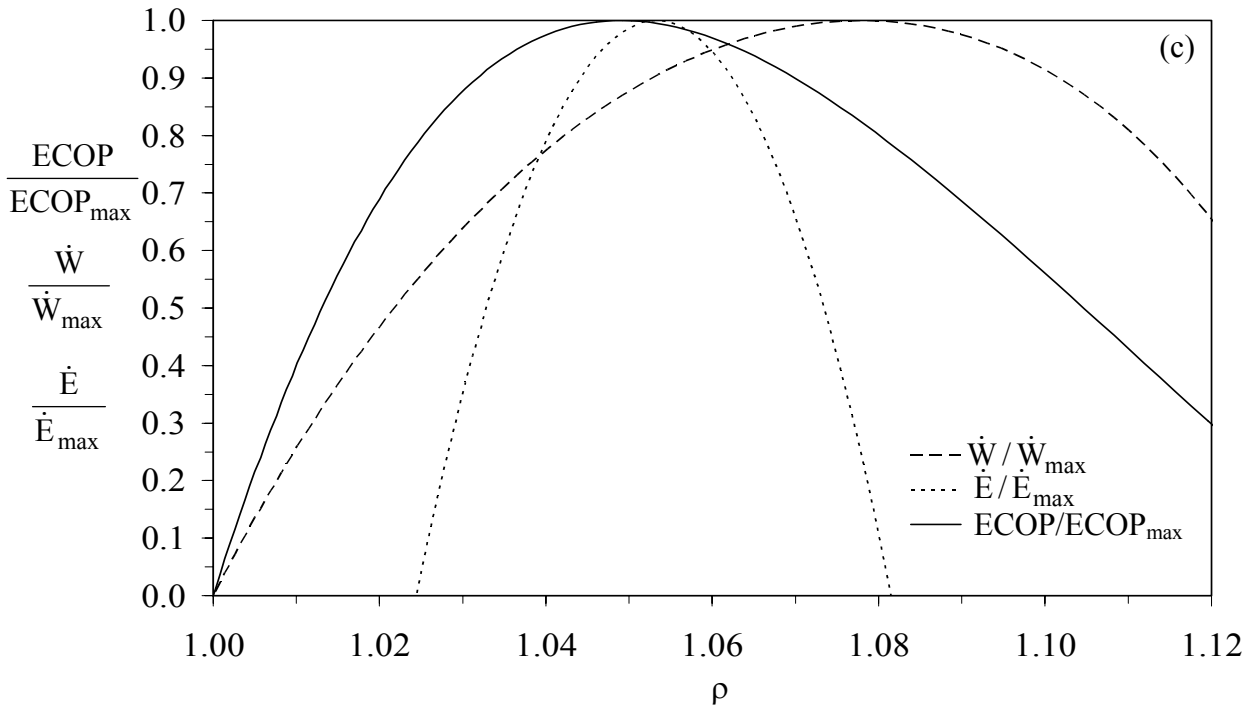
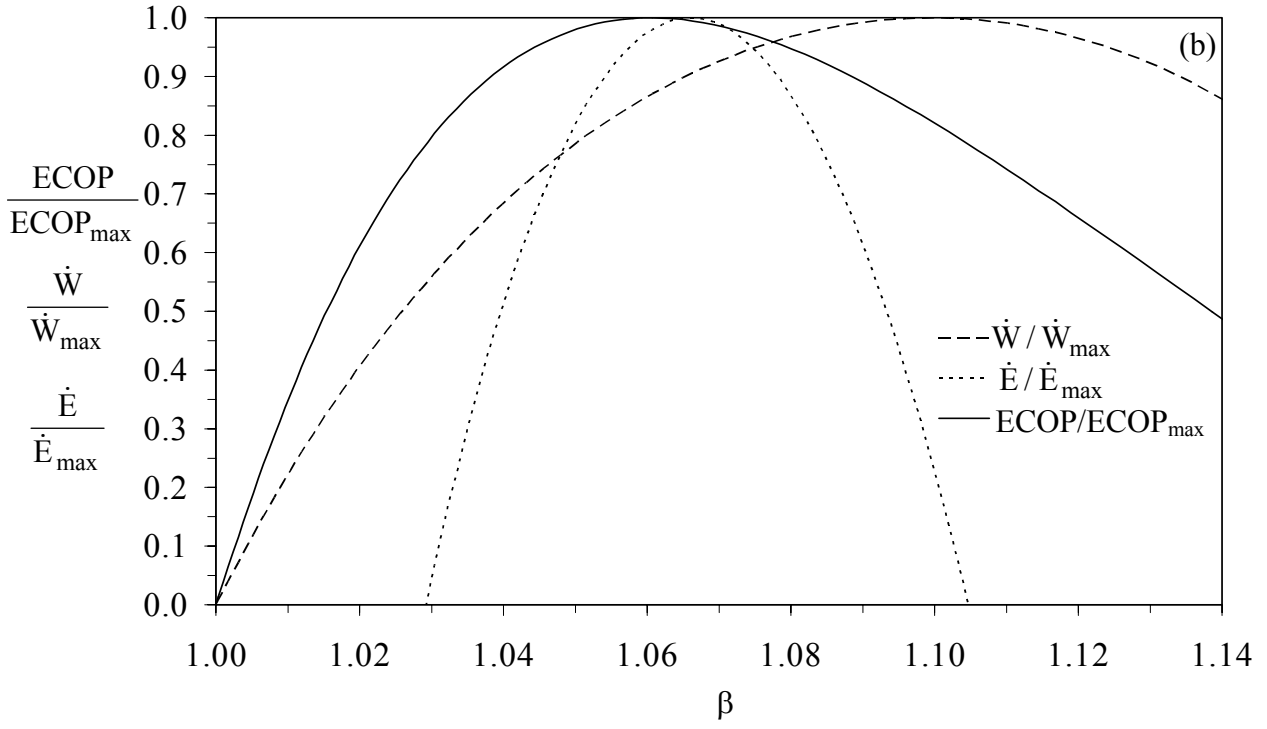
Şekil 5.5 $ECOP_{max}$ ve $\dot{W}_{max}$ şartlarındaki optimal performansların değişik $I_{\Delta S}$ (a), ($\tau=7$); ve τ (b), ($I_{\Delta S}=1.2$); değerleri ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$)

η , $\dot{W}$ ve $\dot{S}_g$ yönünden genel performanslar, $ECOP_{max}$ ve $\dot{W}_{max}$ şartları için Şekil 5.5 (a) ve (b)'de mukayese edilmiştir. Sonuçlardan $ECOP_{max}$ şartlarının $\dot{W}_{max}$ şartlarına göre, %30 entropi üretimi avantajı, %10 ısı verim avantajı ve %13 güç çıktısı dezavantajı sağladığı

görülmüştür. τ ve $I_{\Delta S}$ 'deki değişimlerle bu sonuç çok fazla etkilenmemektedir. Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'de verilen mukayese grafiklerinden $ECOP_{max}$ şartlarının $\dot{W}_{max}$ şartlarına göre entropi üretimi ve ısı verim yönünden önemli avantaj sağladığı görülürken; $\dot{E}_{max}$ şartlarına göre ısı verim yönünden sağladığı avantaj çok küçük olmaktadır.

Sıkıştırma oranı $r = V_1 / V_2$, basınç oranı $\beta = T_3 / T_2$ ve ön genişleme oranı $\rho = T_4 / T_3$ içten yanmalı motorlardaki temel dizayn parametreleridir. Bu nedenle, bu parametrelerin $ECOP$, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonlarına göre optimal değerlerinin belirlenmesi önem arz etmektedir. Buna göre yapılan analiz sonuçları Şekil 5.6'da sunulmuştur. Şekil 5.6 (a), (b) ve (c)'de normalize edilmiş $ECOP$, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonlarının sırasıyla r , β ve ρ ile değişimi verilmiştir. Şekil 5.6 (a)'dan maksimum $ECOP$ şartlarındaki sıkıştırma oranının (r^*), $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{W}_{max}$ şartlarındaki sıkıştırma oranı değerlerinden daha büyük olduğu görülür, $r^* > r_{mef} > r_{mp}$. Optimal basınç oranları (β^* , β_{mef} ve β_{mp}) ve ön genişleme oranları (ρ^* , ρ_{mef} ve ρ_{mp}) mukayese edildiği zaman, Şekil 5.6 (b) ve (c)'den $\beta^* < \beta_{mef} < \beta_{mp}$ ve $\rho^* < \rho_{mef} < \rho_{mp}$ olduğu sunucuna varılır.

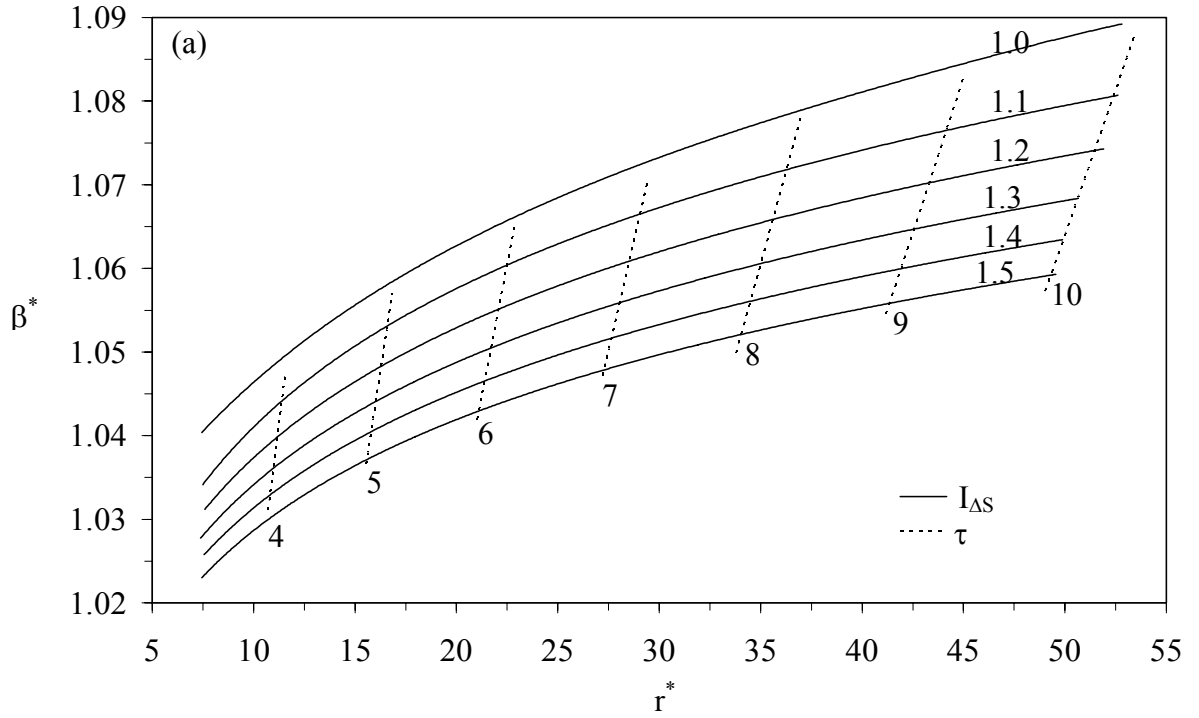


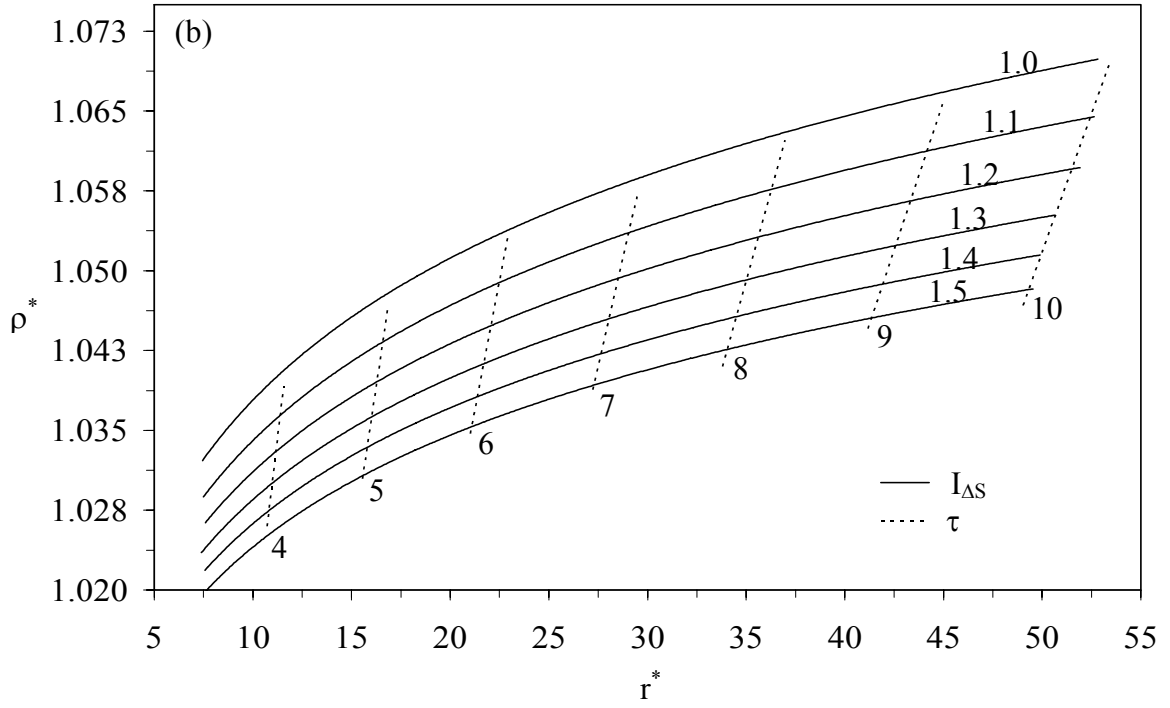


Şekil 5.6 Normalize edilmiş ECOP, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonlarının sıkıştırma oranı (a); basınç oranı (b) ve ön genişleme oranı (c), değerleri ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $I_{AS}=1.2$, $\tau=7$, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$)

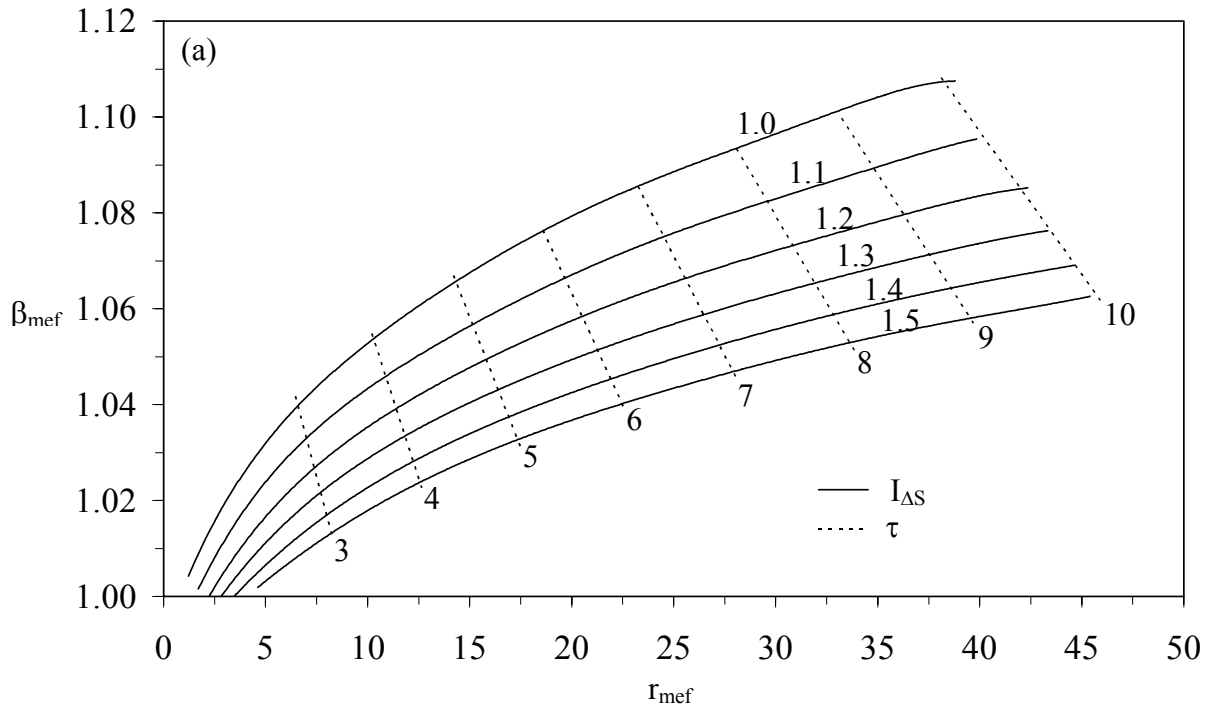
İç tersinmezlik parametresi (I_{AS}) ve kaynak sıcaklık oranının (τ) optimal sıkıştırma oranları, basınç oranları ve ön genişleme oranları üzerindeki etkileri Şekil 5.7-9'da sunulmuştur. Bu şekillerden görülen en belirgin özellik; optimal sıkıştırma oranları (r^* , r_{mef} ve r_{mp}), optimal

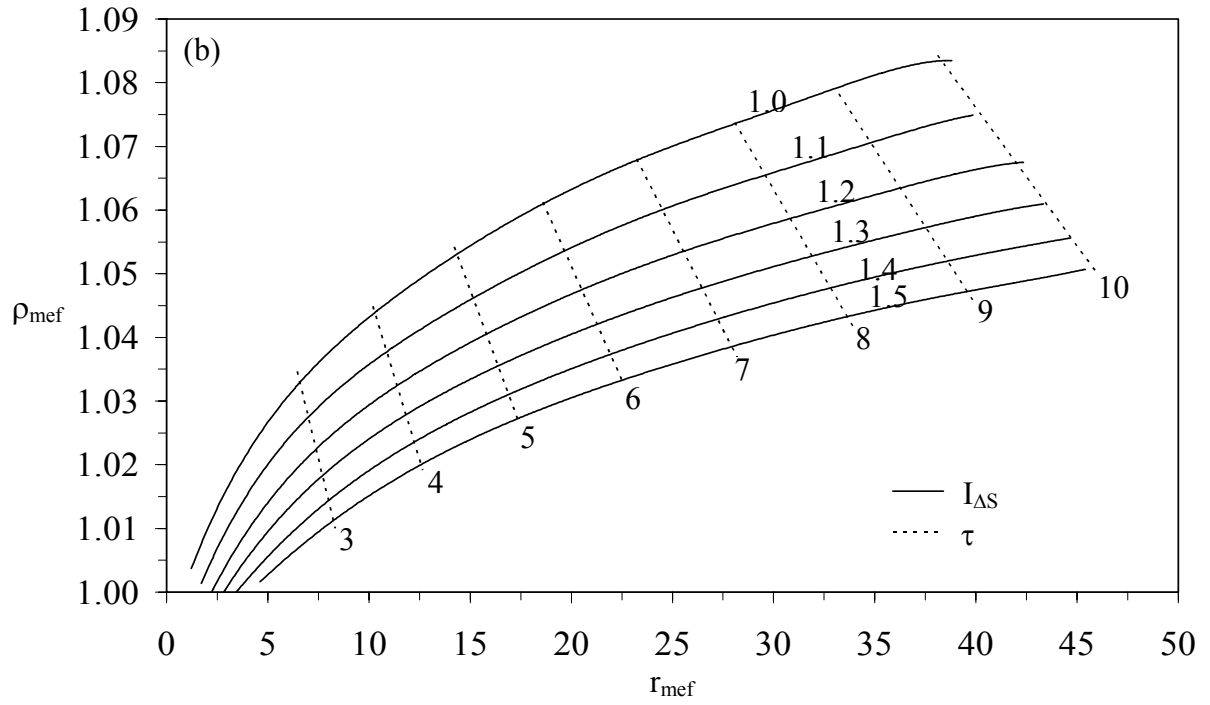
basınç oranları (β^* , β_{mef} ve β_{mp}) ve optimal ön genişleme oranları (ρ^* , ρ_{mef} ve ρ_{mp}) belirli bir $I_{\Delta S}$ değeri için artan τ değeri ile artmaktadır. Belirli bir τ değeri için, $I_{\Delta S}$ arttıkça optimal β ve ρ değerleri ise azalmaktadır. Bununla birlikte belirli bir τ değeri için, $I_{\Delta S}$ arttıkça r^* azalırken, r_{mef} ve r_{mp} değerleri artmaktadır. Bu nedenle belirli bir τ ve $I_{\Delta S}$ için, optimal r , β ve ρ değerleri farklı amaç fonksiyonlarına göre değişik değerler alır. Bu farklılıkları vurgulayabilmek için sayısal bir örnek verilecek olursa; $\tau = 7$ ve $I_{\Delta S} = 1.2$ için, $ECOP_{max}$ şartlarında $r^* = 28$, $\beta^* = 1.06$ ve $\rho^* = 1.05$, $\dot{E}_{max}$ şartlarında $r_{mef} = 26$, $\beta_{mef} = 1.07$ ve $\rho_{mef} = 1.055$ ve $\dot{W}_{max}$ şartlarında ise $r_{mp} = 13$, $\beta_{mp} = 1.1$ ve $\rho_{mp} = 1.08$ olmaktadır. Dikkat edilmelidir ki, optimal dizayn parametreleri farklı amaç fonksiyonlarına göre değişmektedir. Bu durumun dizayn proseslerinde göz önüne alınması önem arz etmektedir.



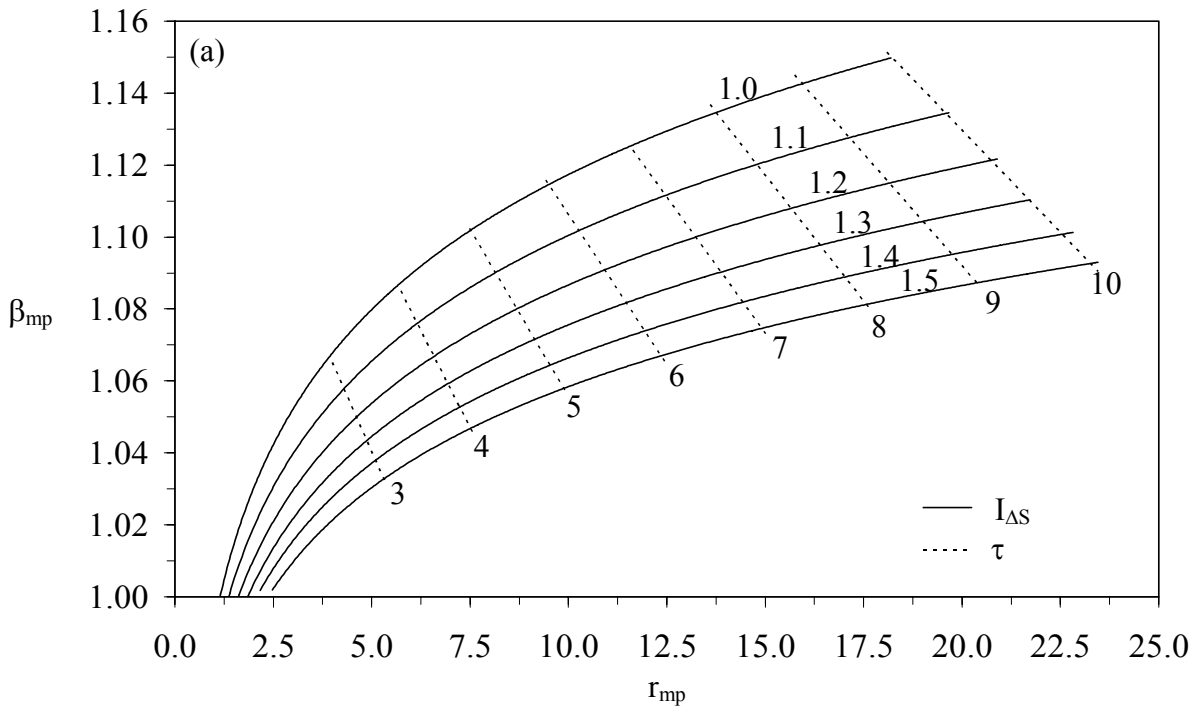


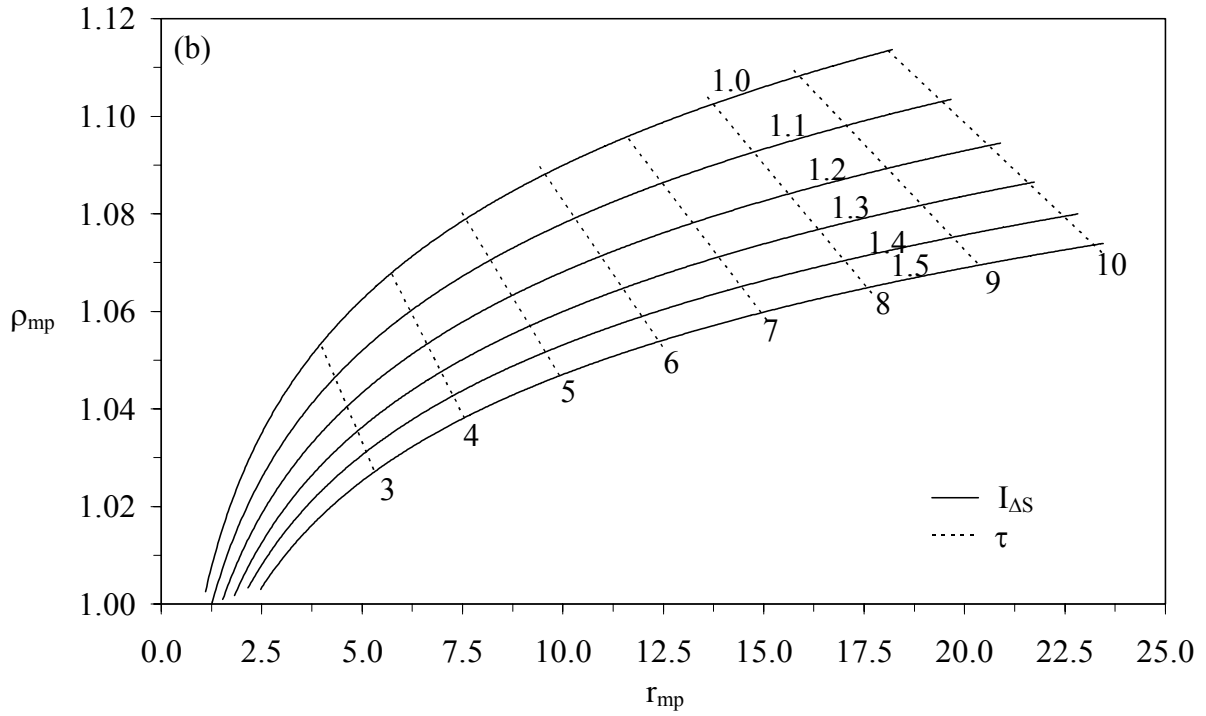
Şekil 5.7 $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal basınç oranının (a); ve optimal ön genişleme oranının (b); değişik τ ve $I_{\Delta S}$ değerleri için optimal sıkıştırma oranı ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$)





Şekil 5.8 $\dot{E}_{max}$ şartlarındaki optimal basınç oranının (a); ve optimal ön genişleme oranının (b); değişik τ ve $I_{\Delta S}$ değerleri için optimal sıkıştırma oranı ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$)





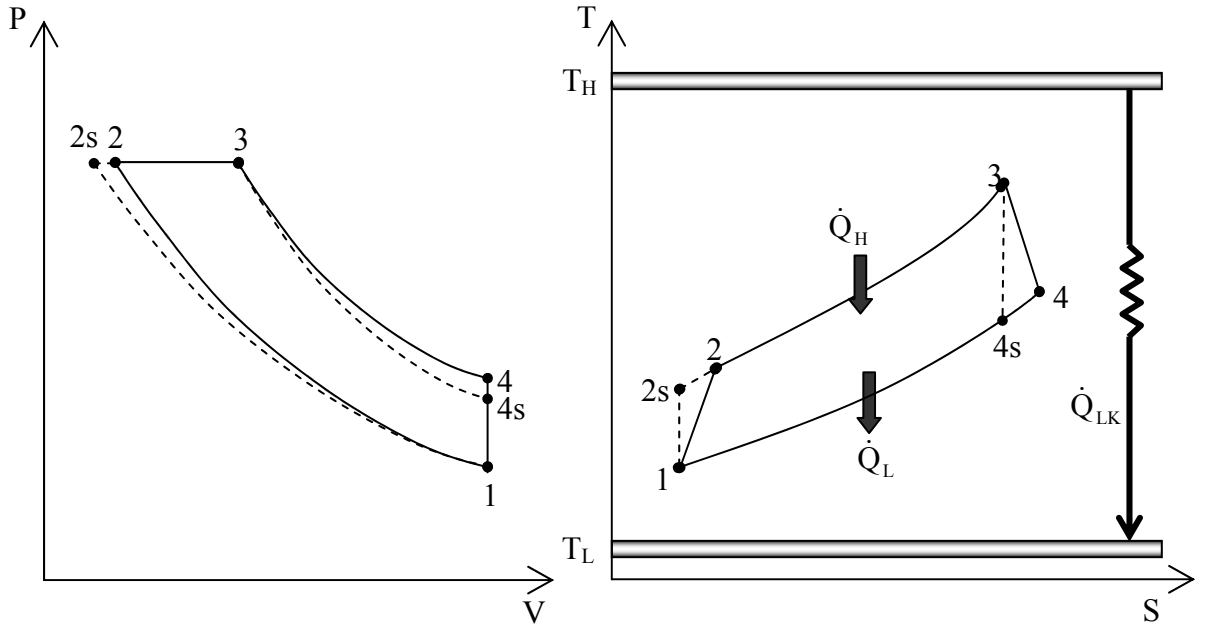
Şekil 5.9 $\dot{W}_{\max}$ şartlarındaki optimal basınç oranının (a); ve optimal ön genişleme oranının (b); değişik τ ve $I_{\Delta S}$ değerleri için optimal sıkıştırma oranı ile değişimi ($T_0=T_L=300$ K, $\chi=0.3$, $N_T=1$ ve $\xi=0.02$)

5.2 Diesel Çevriminin ECOP Kriterine Dayalı Performans Analizi ve Optimizasyonu

Tersinmez diesel çevrimi için ECOP kriterine dayalı ekolojik performans analizi gerçekleştirilmiştir. Tersinmez karma çevrim için yapılan teorik analizde, $\varepsilon_{H1} = 0$ olması durumunda diesel çevrimi elde edilmektedir. Buna göre elde edilen teorik model kullanılarak aşağıdaki analiz yapılmıştır.

5.2.1 Teorik Analiz ve Performans Optimizasyonu

Tersinmez Diesel çevrimine (1-2-3-4-1) ait P-V ve T-S diyagramları, kaynak sıcaklıklarıyla birlikte Şekil 5.10'da gösterilmiştir. Diesel çevrimi, iki adyabatik proses (sıkıştırma ve genişleme), sabit basınçta ısı geçişi prosesi ve sabit hacimde ısı atılması proseslerinden oluşmaktadır. Sıcak ısı kaynağından (T_H) çevrime olan ısı geçişi ($\dot{Q}_H$) 2-3 prosesinde sabit basınçta gerçekleşirken, çevrimden soğuk ısı kaynağına (T_L) ısı atılması ($\dot{Q}_L$) 4-1 sabit hacim prosesinde gerçekleşmektedir.



Şekil 5.10 Tersinmez diesel çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları

Bölüm 5.1’de yapılan teorik analiz, benzer şekilde Diesel çevrimine uygulanacak olursa, çevrimin performans büyüklükleri aşağıdaki gibi elde edilir:

Termodinamiğin birinci kanunundan yararlanarak, Diesel çevrimi için güç çıktısı yazılacak olursa:

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{C}_w \{k\varepsilon_H(T_H - T_2) - \varepsilon_L(T_4 - T_L)\} = \dot{C}_w \left(\frac{b_3 + b_4}{b_2} \right) \quad (5.30)$$

elde edilir. Diesel çevrimine ait entropi üretimi

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_{LT}}{T_L} - \frac{\dot{Q}_{HT}}{T_H} = \dot{C}_w \left[k\varepsilon_H(\tau - 1) \left(1 - \frac{T_2}{T_H} \right) + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} - \left(\frac{b_3 + b_4}{b_2 T_L} \right) \right] \quad (5.31)$$

olmaktadır. Angulo-Brown (1991) tarafından tanıtılmış olan ekolojik performans amaç fonksiyonu

$$\dot{E} = \dot{W} - T_0 \dot{S}_g = \dot{C}_w \left\{ \left(\frac{b_3 + b_4}{b_2} \right) \left(1 + \frac{T_0}{T_L} \right) - T_0 \left[k\varepsilon_H(\tau - 1) \left(1 - \frac{T_2}{T_H} \right) + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} \right] \right\} \quad (5.32)$$

şeklinde yazılabilir. Ekolojik performansı incelemek amacıyla tanımlanan ECOP kriteri

$$ECOP = \frac{\dot{W}}{T_0 \dot{S}_g} = \frac{(b_3 + b_4)/b_2}{T_0 \left[k\varepsilon_H(\tau - 1) \left(1 - \frac{T_2}{T_H} \right) + \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} - \left(\frac{b_3 + b_4}{b_2 T_L} \right) \right]} \quad (5.33)$$

olmaktadır. Diesel çevrimine ait ısı verim ifadesi

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{HT}} = \frac{b_3 + b_4}{b_2 [k\varepsilon_H (T_H - T_2) + \xi(T_H - T_L)]} \quad (5.34)$$

olarak yazılır. Yukarıda verilmiş olan denklemlerde ifadelerin basitleştirilebilmesi amacıyla bazı parametreler tanımlanmıştır. Bu parametreler aşağıda verildiği gibidir:

$$b_1 = [\varepsilon_H T_H + (1 - \varepsilon_H) T_2]^{kl_{AS}}$$

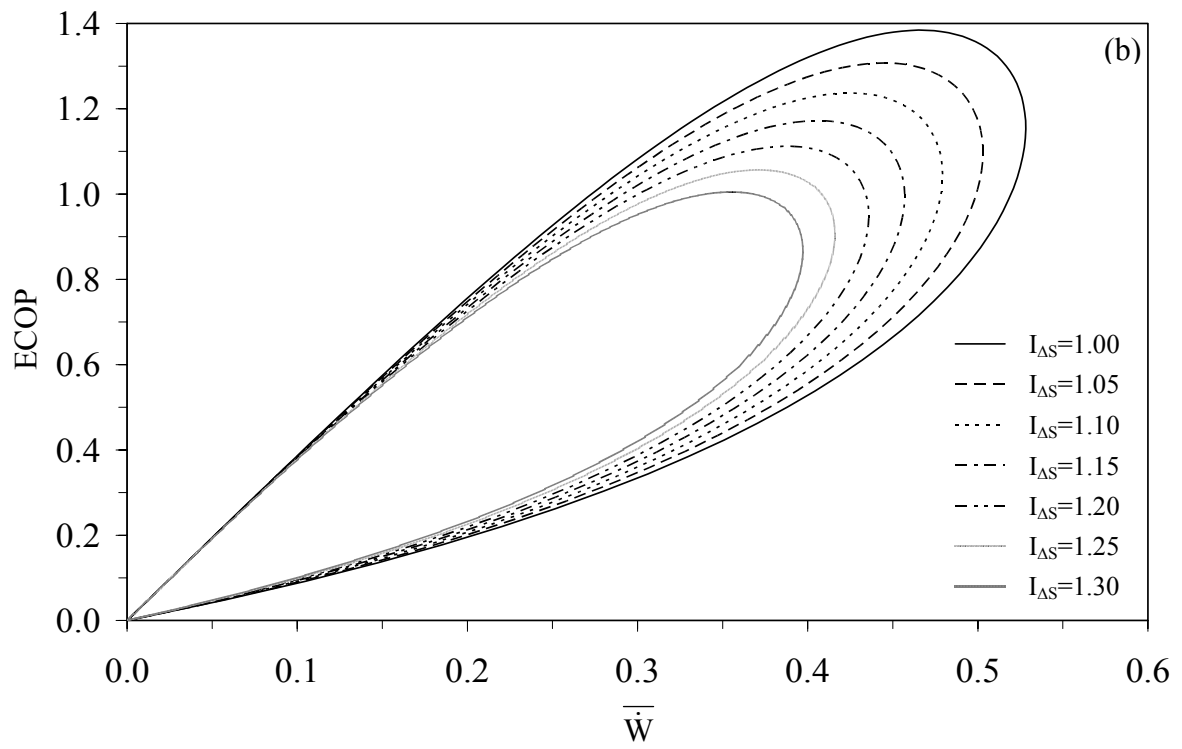
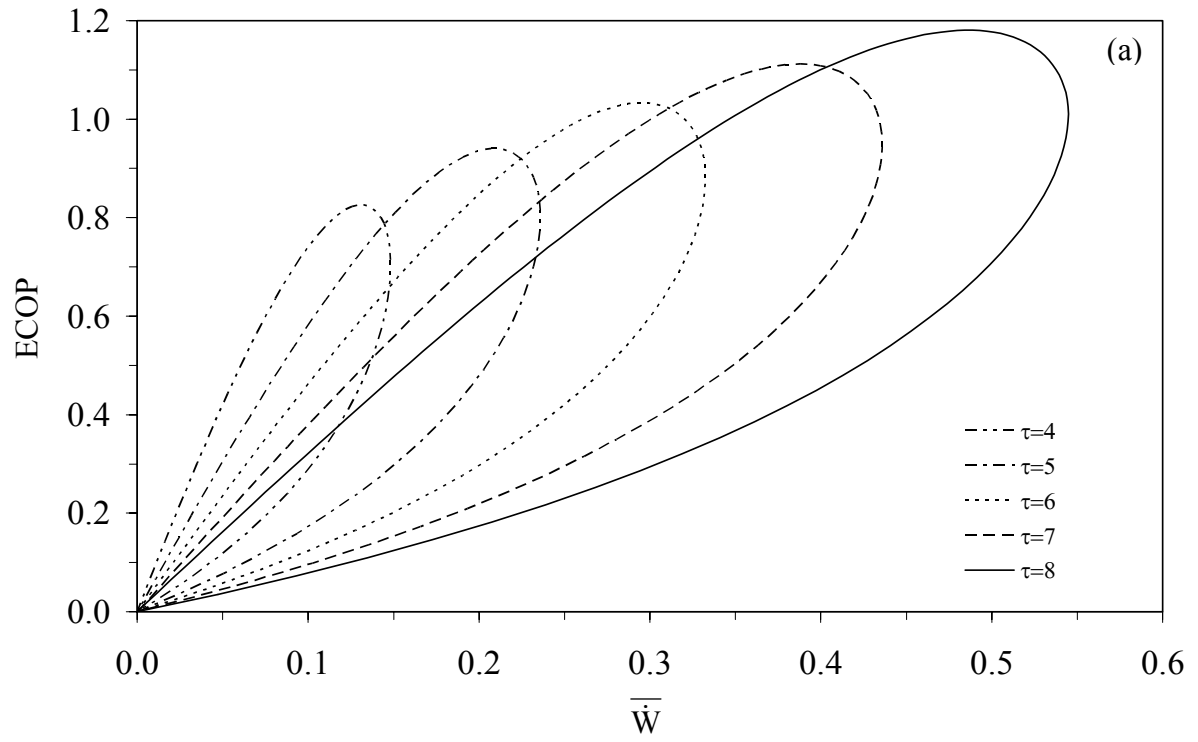
$$b_2 = T_2^{kl_{AS}} - b_1 (1 - \varepsilon_L)$$

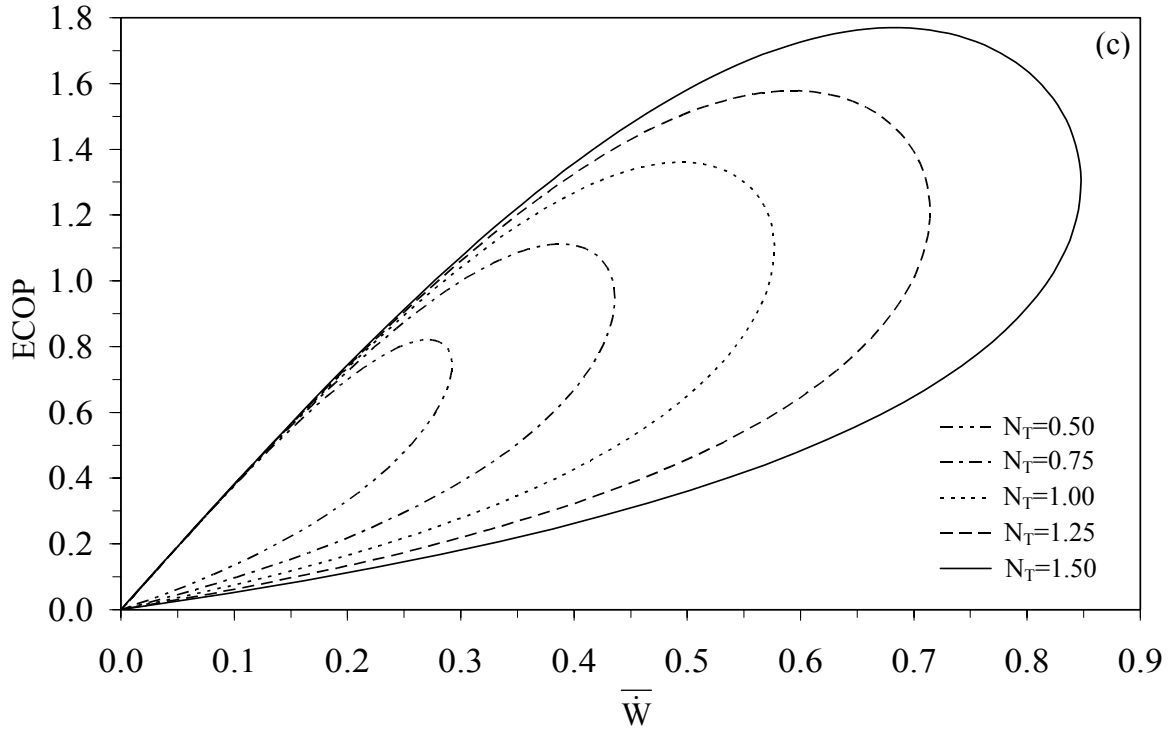
$$b_3 = (T_2 - T_H) \{ kb_1 \varepsilon_H (1 - \varepsilon_L) - k\varepsilon_H T_2^{kl_{AS}} \}$$

$$b_4 = \varepsilon_L T_L (T_2^{kl_{AS}} - b_1)$$

5.2.2 Sonuçlar ve Tartışma

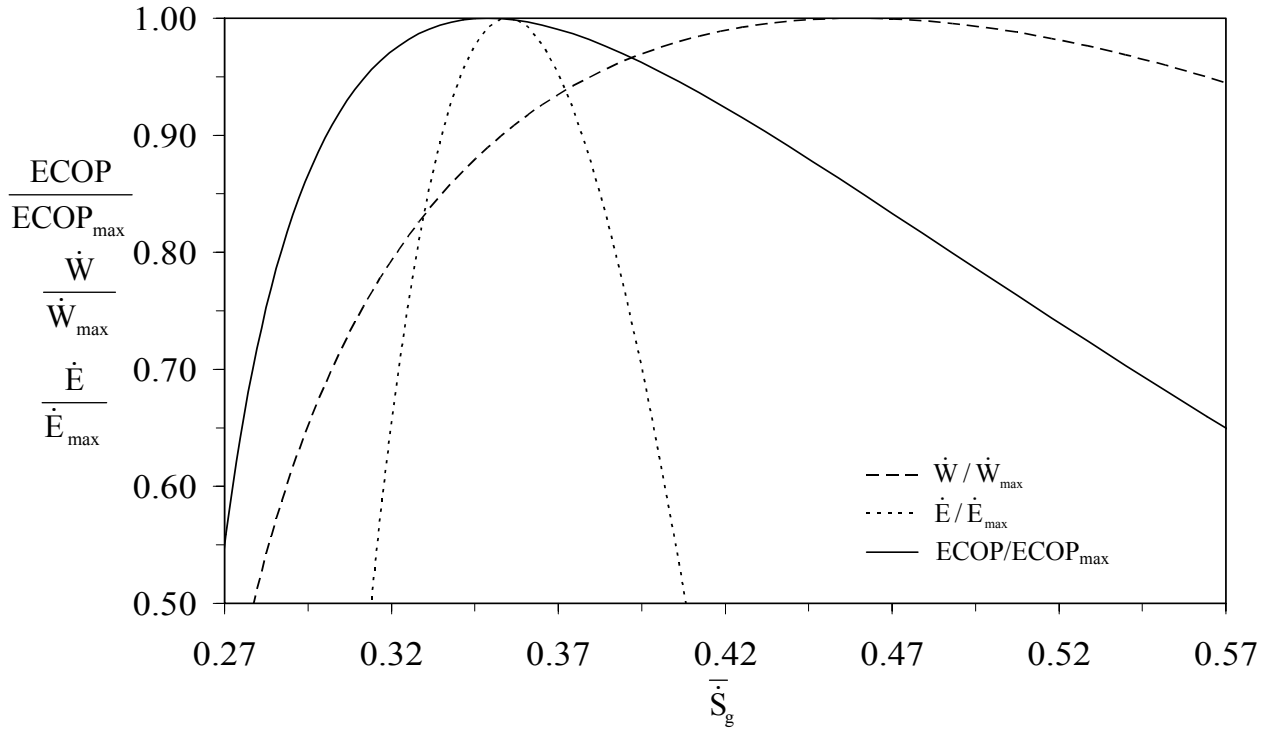
Diesel çevriminin ekolojik performans katsayısını gösteren ECOP fonksiyonunun boyutsuz güç $[\bar{\dot{W}} = \dot{W} / (\dot{C}_w T_L)]$ ifadesi ile değişimi; değişik kaynak sıcaklık oranı (τ), iç tersinmezlik parametresi (I_{AS}) ve toplam ısı transfer birimi sayısı ($N_T = N_H + N_L$) için sırasıyla Şekil 5.11 (a), (b) ve (c)'de verilmiştir. Şekil 5.11'den ECOP fonksiyonu ile güç çıktısının ayrı ayrı maksimumlara sahip olduğu görülmekte ve bu maksimum performanslar artan τ ve N_T ile, azalan I_{AS} değerleriyle artmaktadır. Maksimum ECOP şartlarındaki güç çıktısı ($\dot{W}^*$), maksimum güç çıktısı ($\dot{W}_{max}$) değerinden küçük olmaktadır. $\dot{W}^*$ ve $\dot{W}_{max}$ değerleri azalan τ ve N_T ile artan I_{AS} değerleri için birbirlerine yaklaşmaktadır.





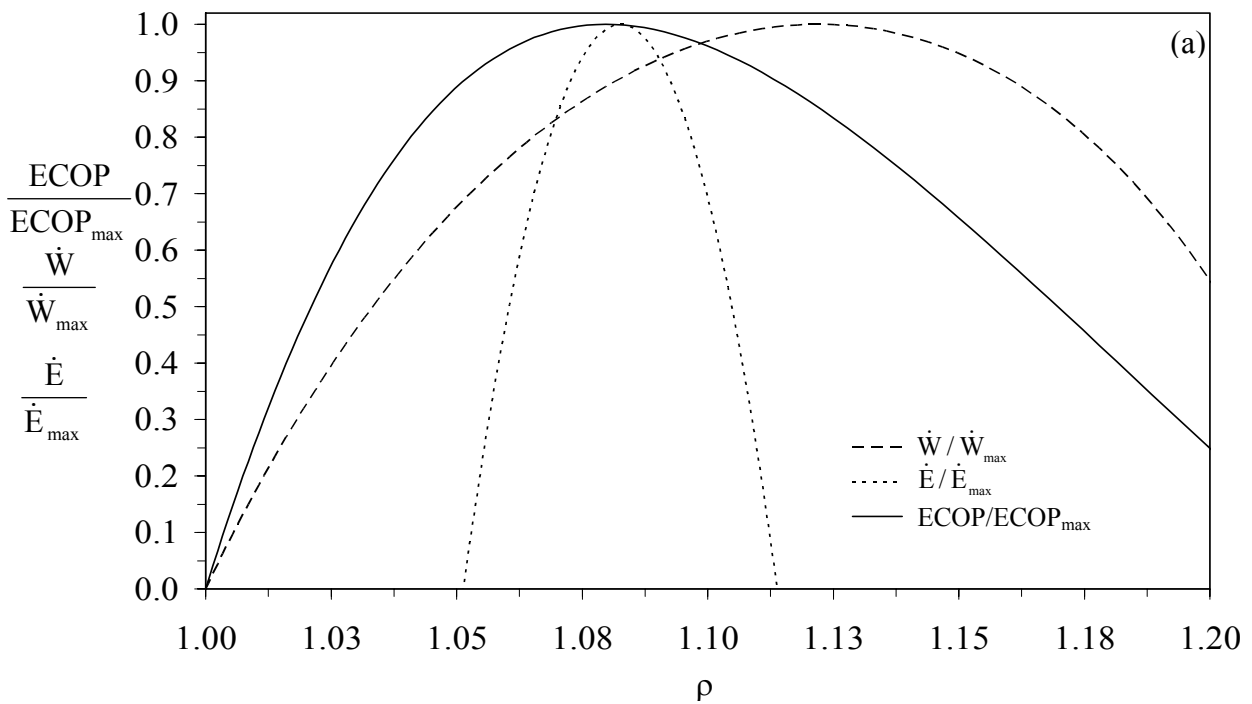
Şekil 5.11 ECOP amaç fonksiyonunun τ (a), I_{AS} (b) ve N_T (c); değerleri için boyutsuz güç çıktısı ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_H=2100$, $\xi=5\%$, $N_T=0.75$ ve $I_{AS}=1.2$)

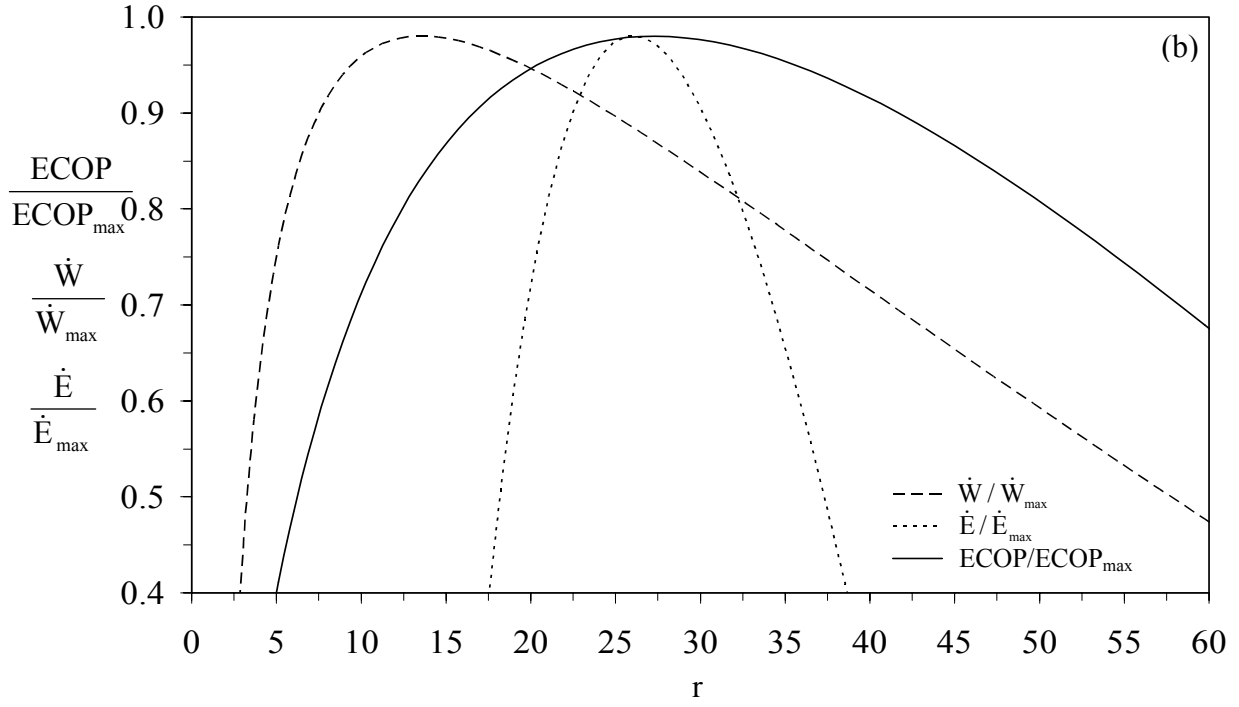
Normalize edilmiş ECOP fonksiyonu, güç çıktısı ve Angulo-Brown (1991) tarafından ileri sürülen ekolojik amaç fonksiyonunun ($\dot{E}$) boyutsuz entropi üretimi ($\bar{\dot{S}}_g = \dot{S}_g / \dot{C}_w$) ile değişimi Şekil 5.12’de gösterilmiştir. Bu şekilden maksimum ECOP şartlarındaki entropi üretiminin ($\dot{S}_g^*$), maksimum ekolojik fonksiyondaki entropi üretiminden ($\dot{S}_{g_{mef}}$) ve maksimum güç çıktısı şartlarındaki entropi üretiminden ($\dot{S}_{g_{mp}}$) daha az olduğu görülmüştür.



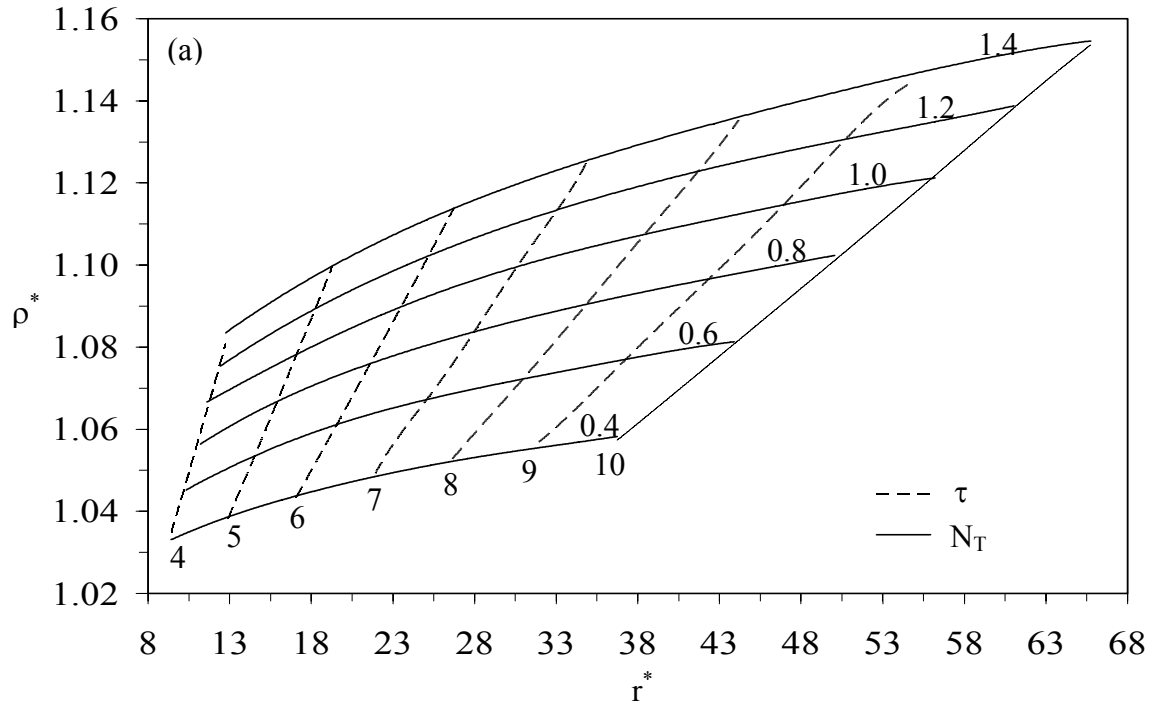
Şekil 5.12 Normalize edilmiş ECOP, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonlarının boyutsuz entropi üretimi ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_H=2100$, $N_T=0.75$, $\xi=\%5$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)

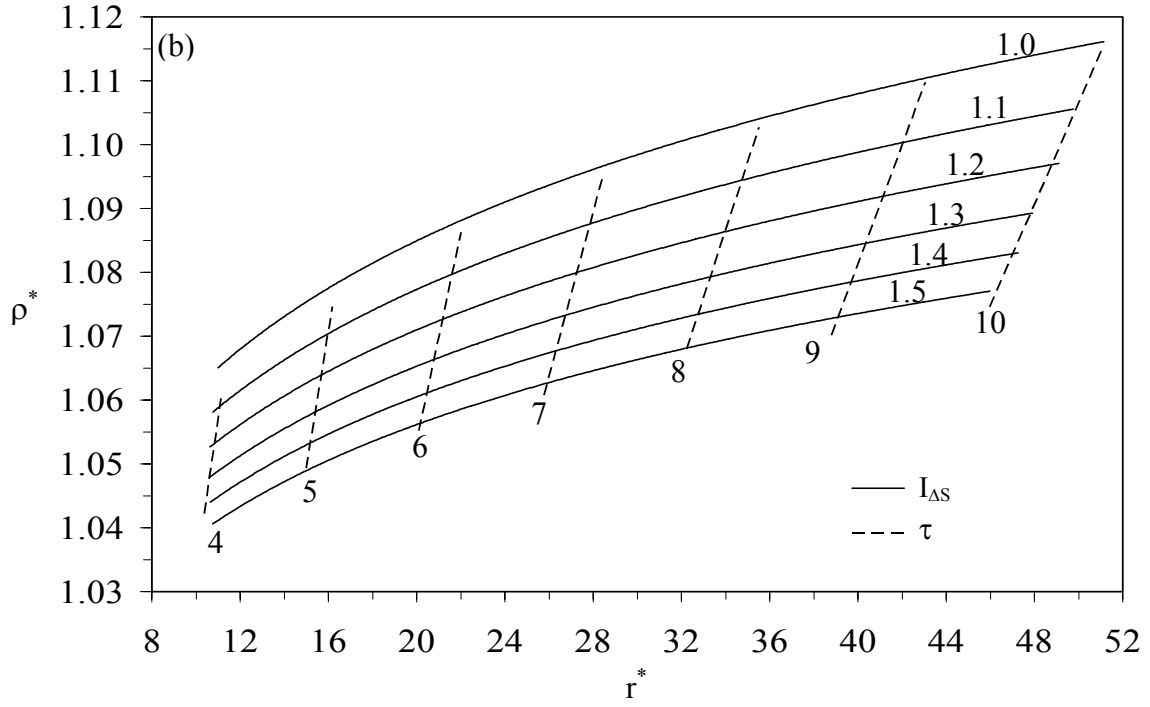
Ön genişleme oranı ($\rho = V_3 / V_2$) ve sıkıştırma oranının ($r = V_1 / V_2$) normalize edilmiş ECOP, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonları üzerindeki etkisi Şekil 5.13 (a) ve (b)'de sunulmuştur. Optimal şartlardaki ön genişleme oranları ve sıkıştırma oranları $\rho^* < \rho_{mef} < \rho_{mp}$ ve $r^* > r_{mef} > r_{mp}$ şeklinde sıralanabilir.



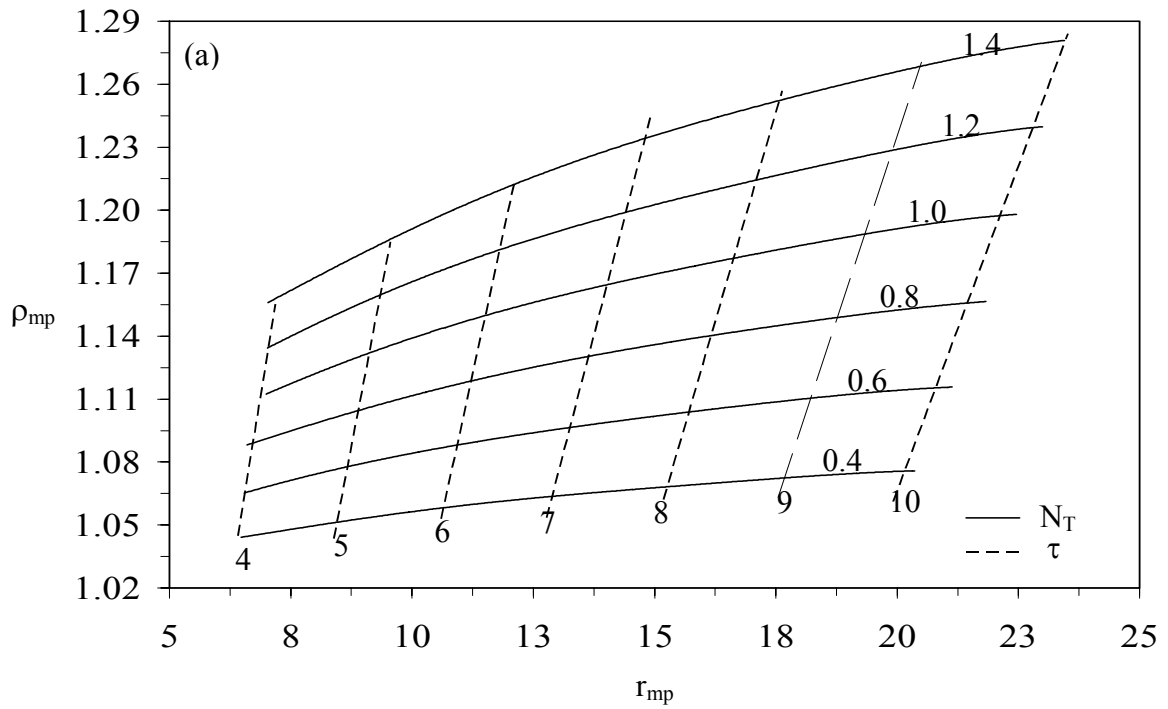


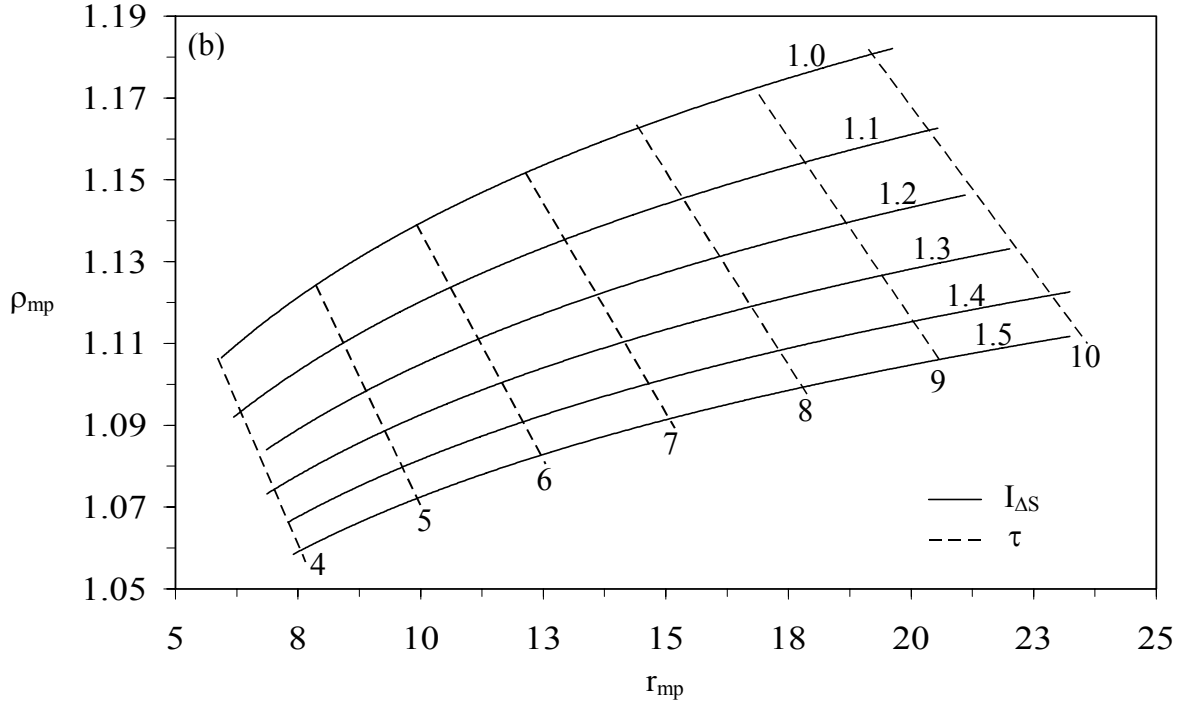
Şekil 5.13 Normalize edilmiş ECOP, $\dot{E}$ ve $\dot{W}$ amaç fonksiyonlarının ön genişleme oranı (a) ve sıkıştırma oranı (b) ile değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_H=2100$, $N_T=0.75$, $\xi=5\%$ ve $I_{AS}=1.2$)



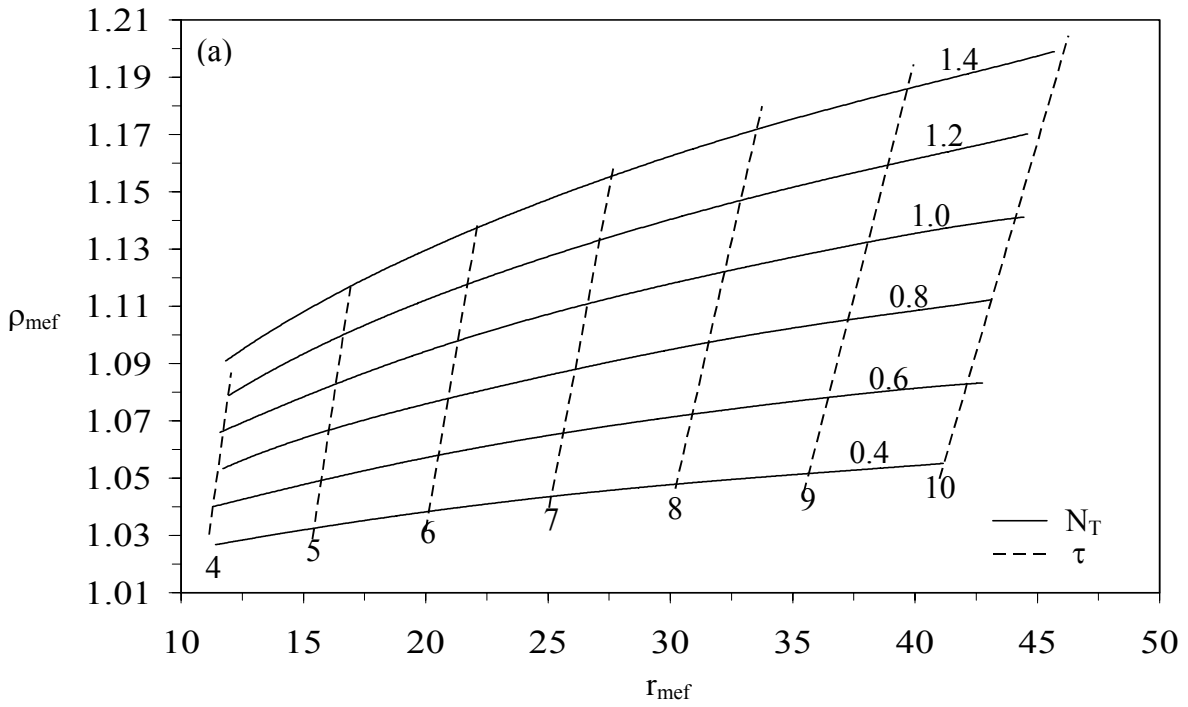


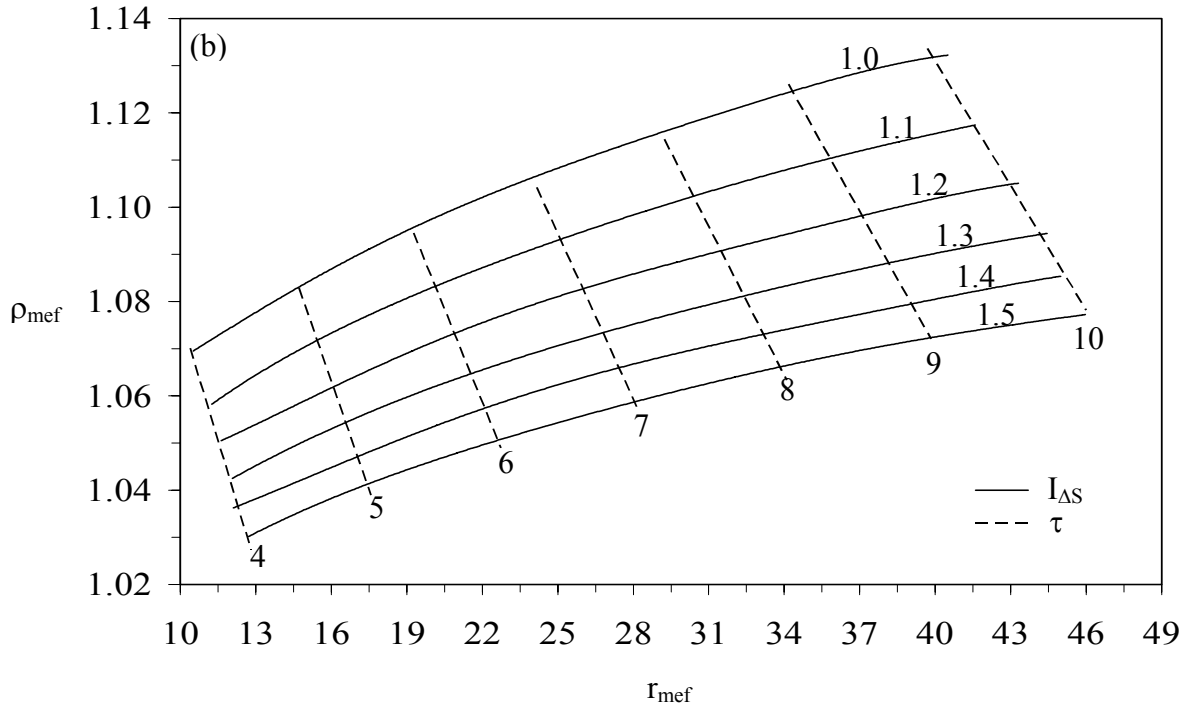
Şekil 5.14 $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal ön genişleme oranı ile optimal sıkıştırma oranının değişik τ - N_T (a) ve değişik τ - I_{AS} değerleri için değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $\xi=\%5$, $N_T=0.75$ ve $I_{AS}=1.2$)





Şekil 5.15 $\dot{W}_{max}$ şartlarındaki optimal ön genişleme oranı ile optimal sıkıştırma oranının değişik τ - N_T (a) ve değişik τ - $I_{\Delta S}$ değerleri için değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $\xi=\%5$, $N_T=0.75$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)

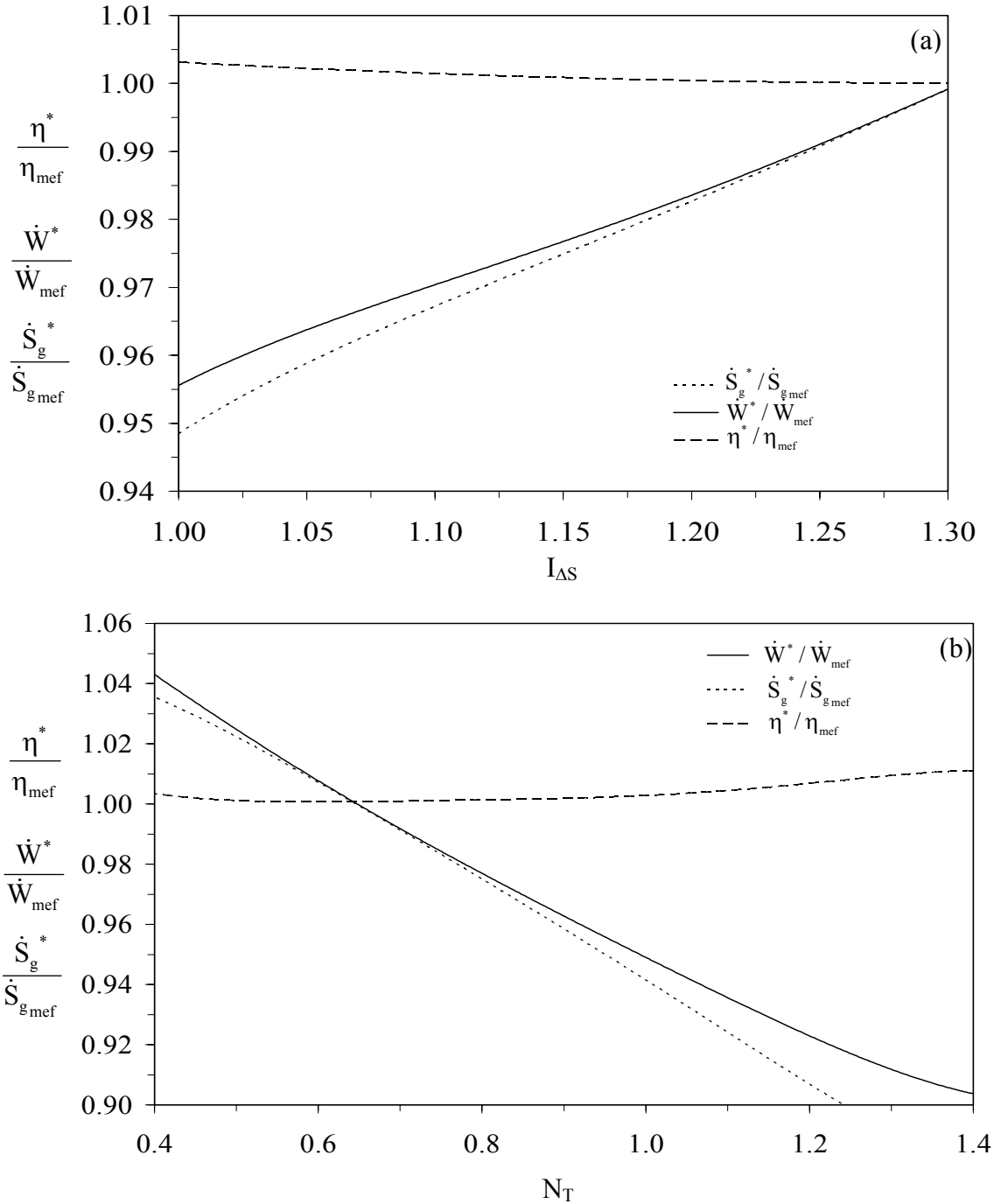




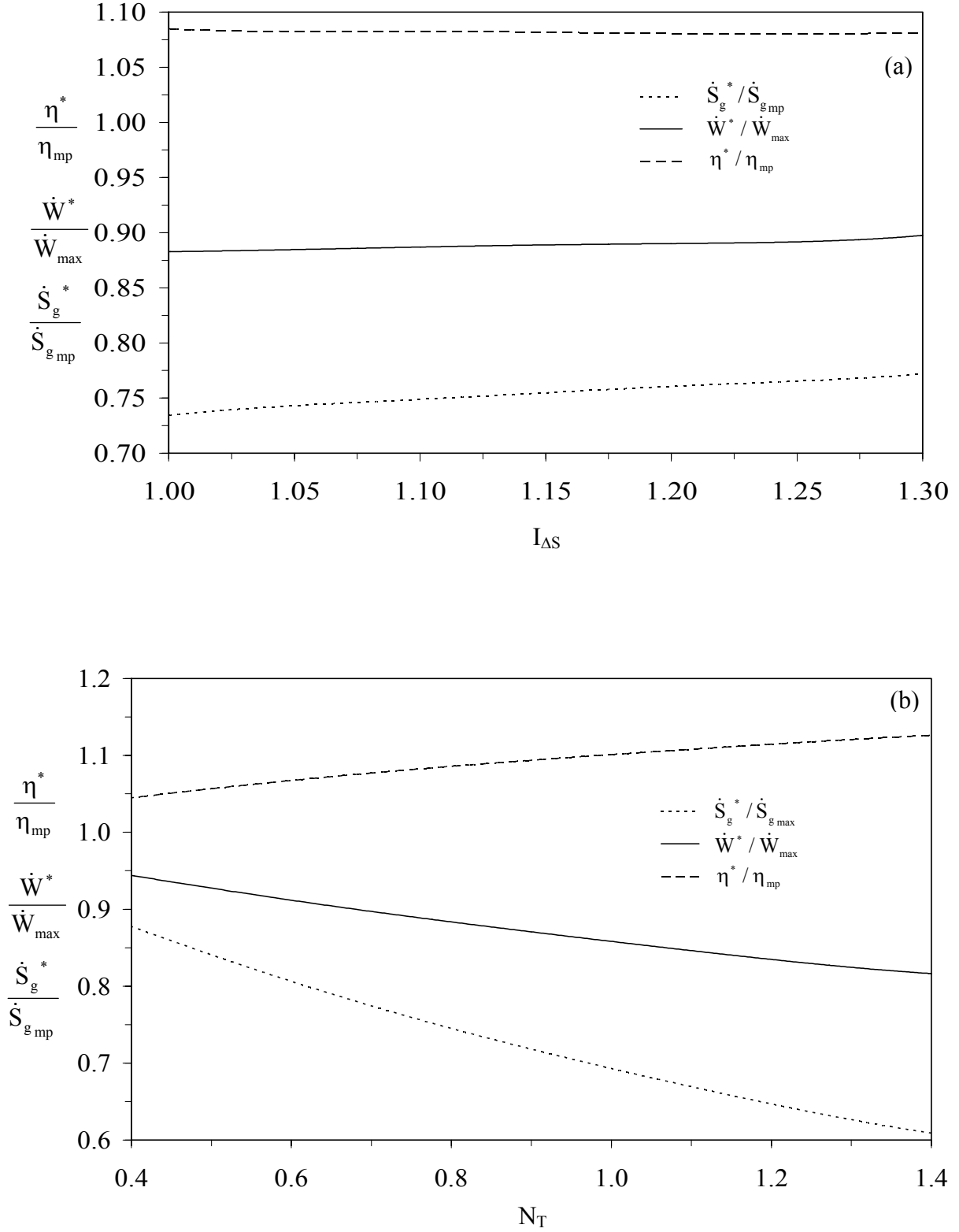
Şekil 5.16 $\dot{E}_{\max}$ şartlarındaki optimal ön genişleme oranı ile optimal sıkıştırma oranının değişik τ - N_T (a) ve değişik τ - $I_{\Delta S}$ değerleri için değişimi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $\xi=5\%$, $N_T=0.75$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)

τ , N_T ve $I_{\Delta S}$ 'nin optimal ön genişleme oranı ve sıkıştırma oranı üzerindeki etkileri Şekil 5.14, 5.15 ve 5.16'da sırasıyla $ECOP_{\max}$, $\dot{W}_{\max}$ ve $\dot{E}_{\max}$ şartları için verilmiştir. Şekil 5.14 (a), 5.15 (a) ve 5.16 (a)'dan optimal ön genişleme oranları ($\rho^*, \rho_{mp}, \rho_{mef}$) ve sıkıştırma oranlarının (r^*, r_{mp}, r_{mef}) artan τ ve N_T değerleri için arttığını görmekteyiz. Şekil 5.14 (b), 5.15 (b) ve 5.16 (b)'den görüleceği üzere optimal ön genişleme oranları ($\rho^*, \rho_{mp}, \rho_{mef}$), $I_{\Delta S}$ değeri azaldıkça artmaktadır. Ayrıca bu şekillerden, $\dot{E}_{\max}$ ve $\dot{W}_{\max}$ şartlarındaki optimal sıkıştırma oranları (r_{mp}, r_{mef}) artan $I_{\Delta S}$ değerleri için artarken; $ECOP_{\max}$ şartlarındaki sıkıştırma oranı (r^*) azalmaktadır. $ECOP_{\max}$ ve $\dot{E}_{\max}$ şartlarındaki performansların, ısı verim (η), güç çıkışı ve entropi üretimi yönünden mukayesesi değişik $I_{\Delta S}$ ve N_T değerleri için Şekil 5.17 (a) ve (b)'de sunulmuştur. Şekil 5.17 (a)'dan görüleceği üzere; $1 < I_{\Delta S} < 1.3$ aralığı için $ECOP_{\max}$ şartları, $\dot{E}_{\max}$ şartlarına göre yüksek ısı verim ve düşük entropi üretimi avantajlarına sahipken, daha düşük güç çıkışı dezavantajına sahip olmaktadır. Isıl verim, güç çıkışı ve entropi üretimi yönünden optimal performanslar, $I_{\Delta S}$ değeri arttıkça birbirlerine yaklaşmaktadır. Şekil 5.17 (b)'den $N_T < 0.65$ için; $ECOP_{\max}$ şartları $\dot{E}_{\max}$ şartlarına göre yüksek güç çıkışı ve ısı verim avantajına sahipken, yüksek entropi üretimi dezavantajına da sahip olmaktadır. $ECOP_{\max}$

şartları, $N_T > 0.65$ için $\dot{E}_{\max}$ şartlarına göre yüksek ısı verim sonucu verirken, düşük entropi üretimi ve güç çıktısına sahip olmaktadır. $ECOP_{\max}$ ve $\dot{W}_{\max}$ şartları için benzeri bir mukayese Şekil 5.18 (a) ve (b)'de sunulmuştur. $I_{\Delta S}$ ve N_T 'nin bütün değerleri için, $ECOP_{\max}$ şartları $\dot{W}_{\max}$ şartlarına göre yüksek ısı verim ve düşük entropi üretimi avantajı gösterirken daha düşük güç çıktısı dezavantajına sahip olmaktadır. Söz konusu avantajlar ve dezavantaj artan N_T değerleri ile artmaktadır.



Şekil 5.17 $ECOP_{\max}$ ve $\dot{E}_{\max}$ şartlarındaki optimal ısı verim, güç çıktısı ve entropi üretimlerinin değişik $I_{\Delta S}$ (a) ve N_T (b) değerleri için mukayese edilmesi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_H=2100$, $\xi=\%5$, $N_T=0.75$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)



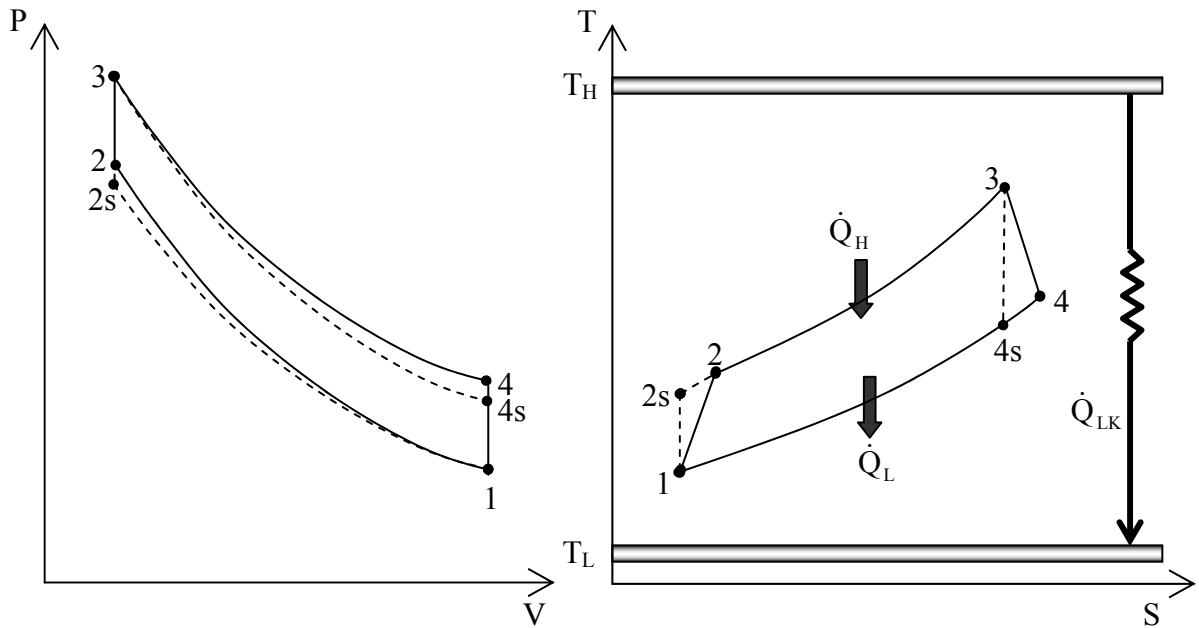
Şekil 5.18 $ECOP_{\max}$ ve $\dot{W}_{\max}$ şartlarındaki optimal ısı verim, güç çıkışı ve entropi üretimlerinin değişik $I_{\Delta S}$ (a) ve N_T (b) değerleri için mukayese edilmesi ($T_0=300$ K, $T_L=300$ K, $T_H=2100$, $\xi=\%5$, $N_T=0.75$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)

5.3 OTTO Çevriminin ECOP Kriterine Dayalı Performans Analizi ve Optimizasyonu

Tersinmez Otto çevrimi için ECOP kriterine dayalı ekolojik performans analizi gerçekleştirilmiştir. Tersinmez karma çevrim için yapılan teorik analizde, $\varepsilon_{H2} = 0$ olması durumunda Otto çevrimi elde edilmektedir. Buna göre elde edilen teorik model kullanılarak aşağıdaki analiz yapılmıştır.

5.3.1 Teorik Model ve Performans Optimizasyonu

Tersinmez Otto çevrimine (1-2-3-4-1) ait P-V ve T-S diyagramları, kaynak sıcaklıklarıyla birlikte Şekil 5.19'da gösterilmiştir. Otto çevrimi, iki adyabatik proses (sıkıştırma ve genişleme), sabit hacimde ısı geçişi prosesi ve sabit hacimde ısı atılması proseslerinden oluşmaktadır. Sıcak ısı kaynağından (T_H) çevrime olan ısı geçişi ($\dot{Q}_H$) 2-3 prosesinde sabit hacimde gerçekleşirken, çevrimden soğuk ısı kaynağına (T_L) ısı atılması ($\dot{Q}_L$) 4-1 sabit hacim prosesinde gerçekleşmektedir.



Şekil 5.19 Tersinmez Otto çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları

Bölüm 5.1 ve 5.2'de yapılan teorik analizin tersinmez Otto çevrimine uygulanması halinde, çevrimin performans büyüklükleri aşağıdaki gibi elde edilir. Termodinamiğin birinci kanunundan yararlanarak, Otto çevrimi için güç çıkışı yazılacak olursa

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{C}_w \{ \varepsilon_H (T_H - T_2) - \varepsilon_L T_L c_2 \}. \quad (5.35)$$

elde edilir. Otto çevrimine ait entropi üretimi

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_{LT}}{T_L} - \frac{\dot{Q}_{HT}}{T_H} = \dot{C}_w \left\{ \xi \frac{(\tau-1)^2}{\tau} - \left[\varepsilon_H \left(1 - \frac{T_2}{T_H} \right) + \varepsilon_L c_2 \right] \right\} \quad (5.36)$$

olmaktadır. Angulo-Brown (1991) tarafından tanıtılmış olan ekolojik performans amaç fonksiyonu

$$\dot{E} = \dot{W} - T_0 \dot{S}_g = \dot{C}_w \left\{ \varepsilon_H (T_H - T_2) \left(1 + \frac{T_0}{T_H} \right) + \varepsilon_L c_2 (T_0 + T_L) - T_0 \xi \frac{(\tau-1)^2}{\tau} \right\} \quad (5.37)$$

şeklinde yazılabilir. Ekolojik performansı incelemek amacıyla tanımlanan ECOP kriteri:

$$ECOP = \frac{\dot{W}}{T_0 \dot{S}_g} = \frac{\{ \varepsilon_H (T_H - T_2) + \varepsilon_L T_L c_2 \}}{T_0 \left\{ \xi \frac{(\tau-1)^2}{\tau} - \left[\varepsilon_H \left(1 - \frac{T_2}{T_H} \right) + \varepsilon_L c_2 \right] \right\}}. \quad (5.38)$$

olmaktadır. Otto çevrimine ait ısı verim ifadesi

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{HT}} = \frac{\{ \varepsilon_H (T_H - T_2) + \varepsilon_L T_L c_2 \}}{\{ \varepsilon_H (T_H - T_2) + \xi (T_H - T_L) \}}. \quad (5.39)$$

olarak yazılır. Yukarıda verilmiş olan denklemlerde ifadelerin basitleştirilebilmesi amacıyla bazı parametreler tanımlanmıştır. Bu parametreler aşağıda verildiği gibidir:

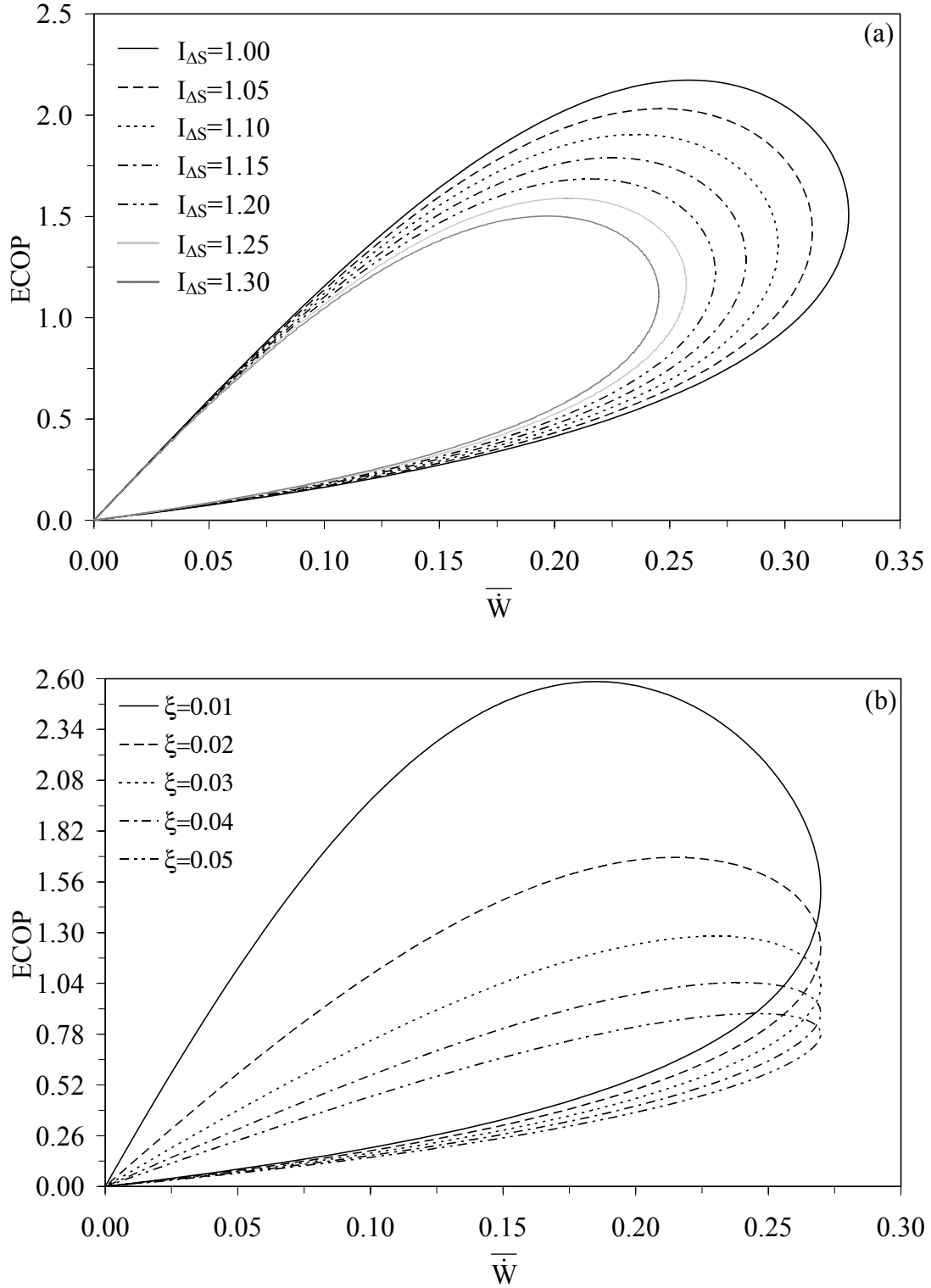
$$c_1 = [\varepsilon_H T_H + (1 - \varepsilon_H) T_2]^{IAS}$$

$$c_2 = \frac{c_1 - T_2^{IAS}}{c_1 (1 - \varepsilon_L) - T_2^{IAS}}$$

5.3.2 Sonuçlar ve Tartışma

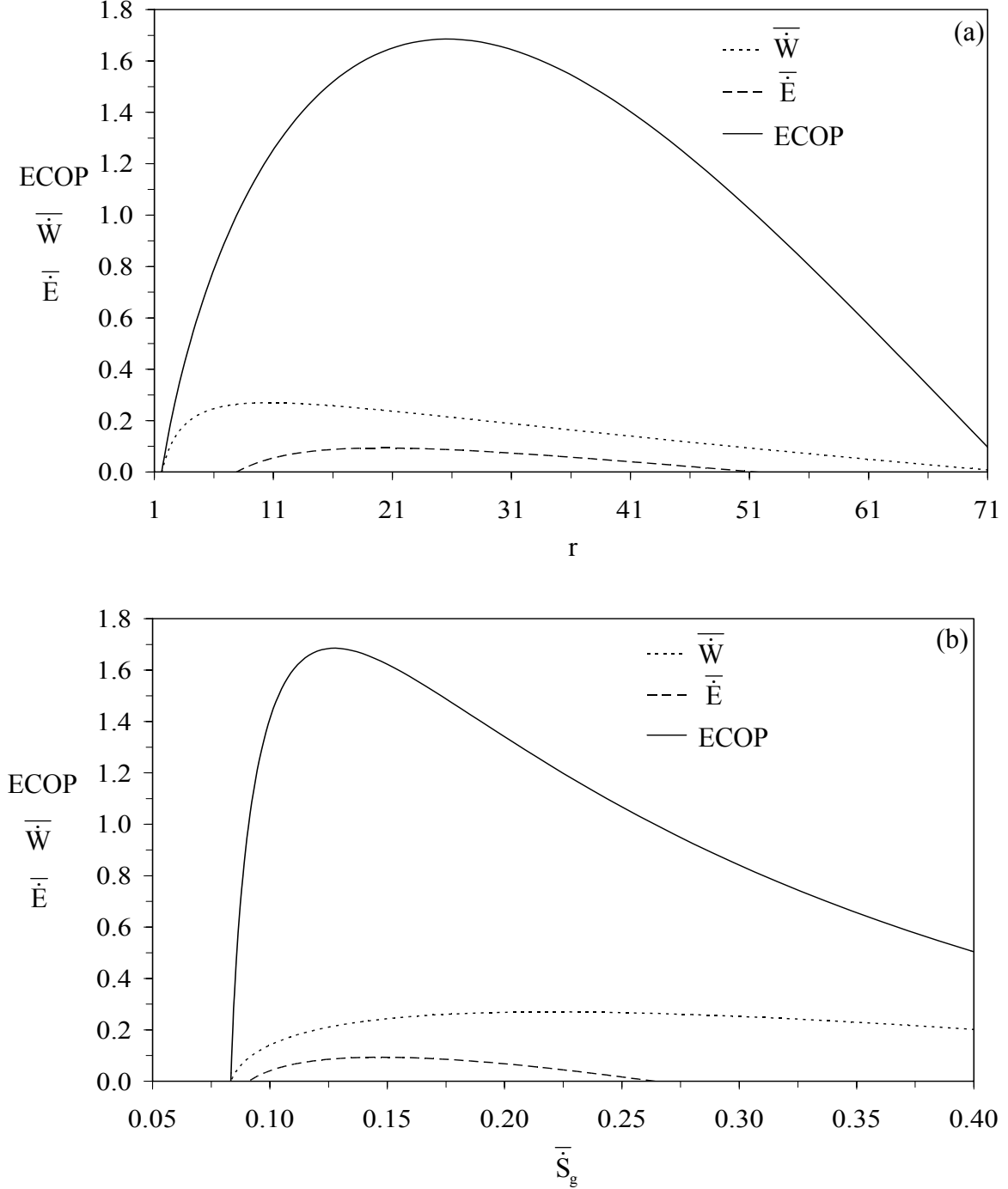
Tersinmez Otto çevriminin genel ve optimal performansını ECOP amaç fonksiyonuna bağlı olarak incelemek amacıyla ayrıntılı bir nümerik çalışma gerçekleştirilmiştir. Sayısal hesaplamalarda toplam ısı transfer birimi sayısı $N_T = N_H + N_L$ olmaktadır. ECOP amaç fonksiyonunun değişik iç tersinmezlik parametresi (I_{AS}) ve ısı kaçağı parametresi (ξ) değerleri için, boyutsuz güç çıktısı ($\bar{W} = \dot{W} / \dot{C}_w T_L$) ile değişimi sırasıyla Şekil 5.20 (a) ve (b)'de verilmiştir. ECOP ve $\bar{W}$ performansları arasındaki ilişkinin kapanan bir eğri formu ortaya koyduğu bu şekillerden gözlenmektedir. Maksimum ECOP şartlarındaki güç çıktısı ($\bar{W}^*$) maksimum güç çıktısından daima daha az olurken, maksimum güç şartlarındaki ECOP performansı ($ECOP_{mp}$) maksimum ECOP şartlarından ($ECOP_{max}$) her zaman küçük

olmaktadır. i.e., $ECOP_{mp} < ECOP_{max}$ ve $\dot{W}^* < \dot{W}_{max}$. $ECOP_{max} - ECOP_{mp}$ ve $\dot{W}_{max} - \dot{W}^*$ arasındaki fark, iç tersinmezlik parametresi ($I_{\Delta S}$) ve ısı kaçağı parametresi (ξ) arttıkça azalmaktadır. $ECOP_{max}$ değeri $I_{\Delta S}$ ve ξ değeri arttıkça hızla azalırken, $\dot{W}_{max}$ değeri ise $I_{\Delta S}$ 'nin artışı ile azalmakta ve ξ 'in değişiminden ise etkilenmemektedir.

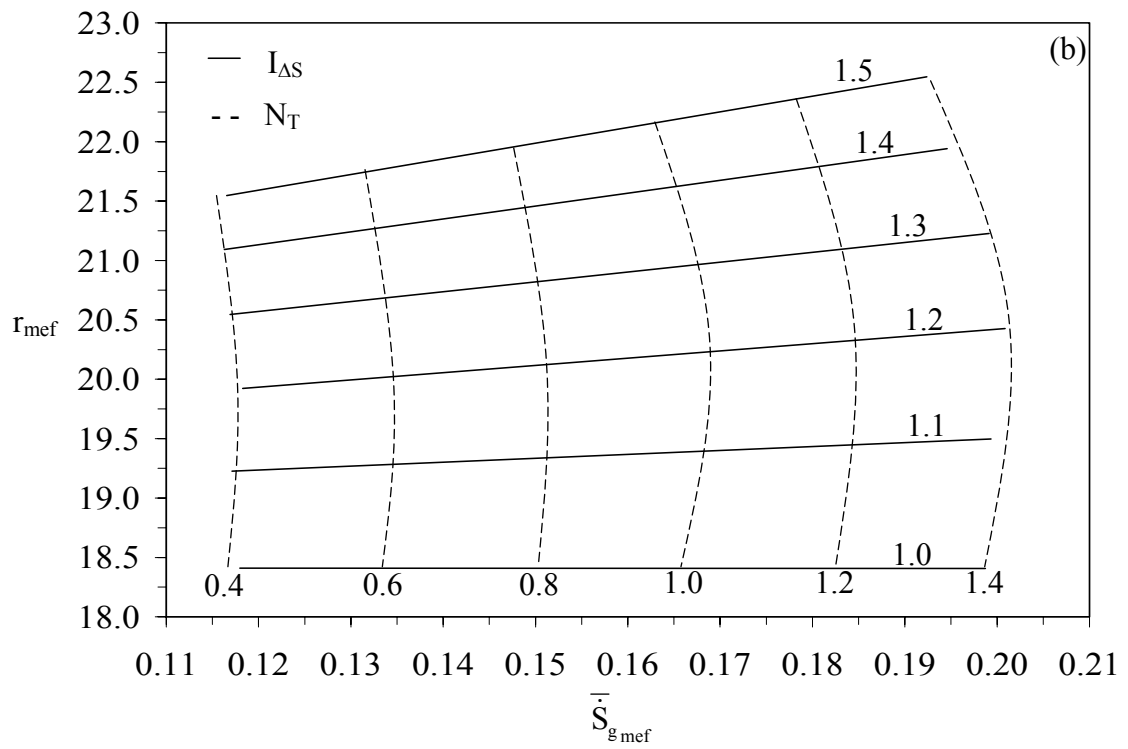
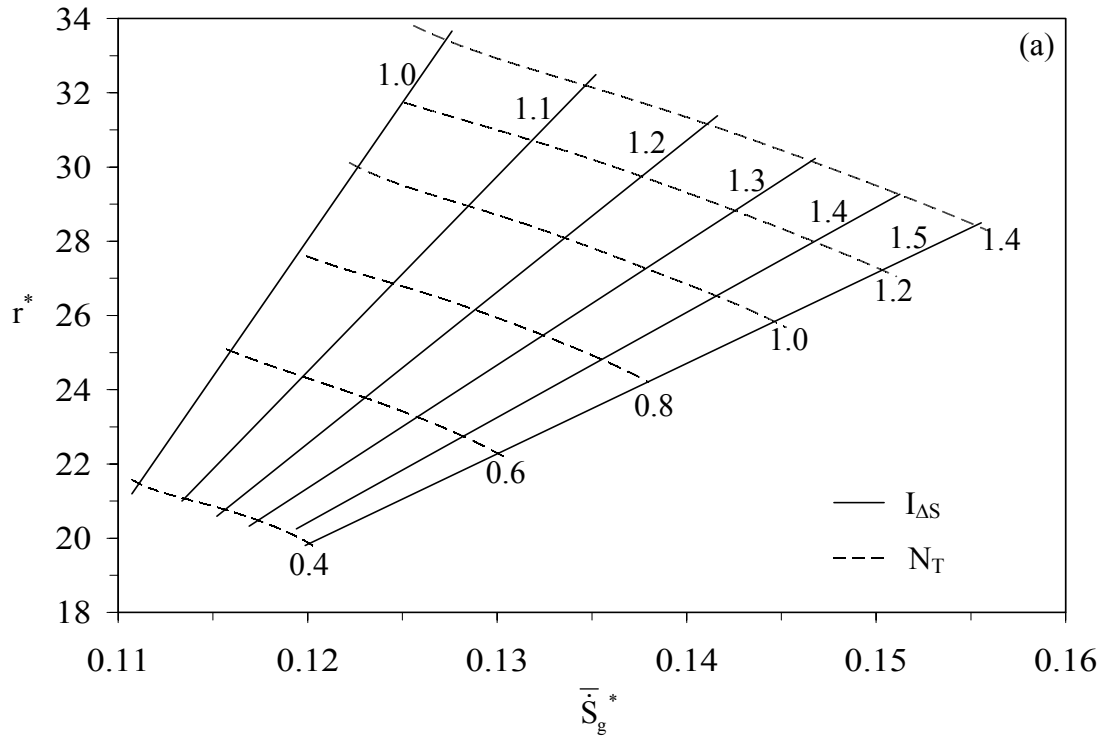


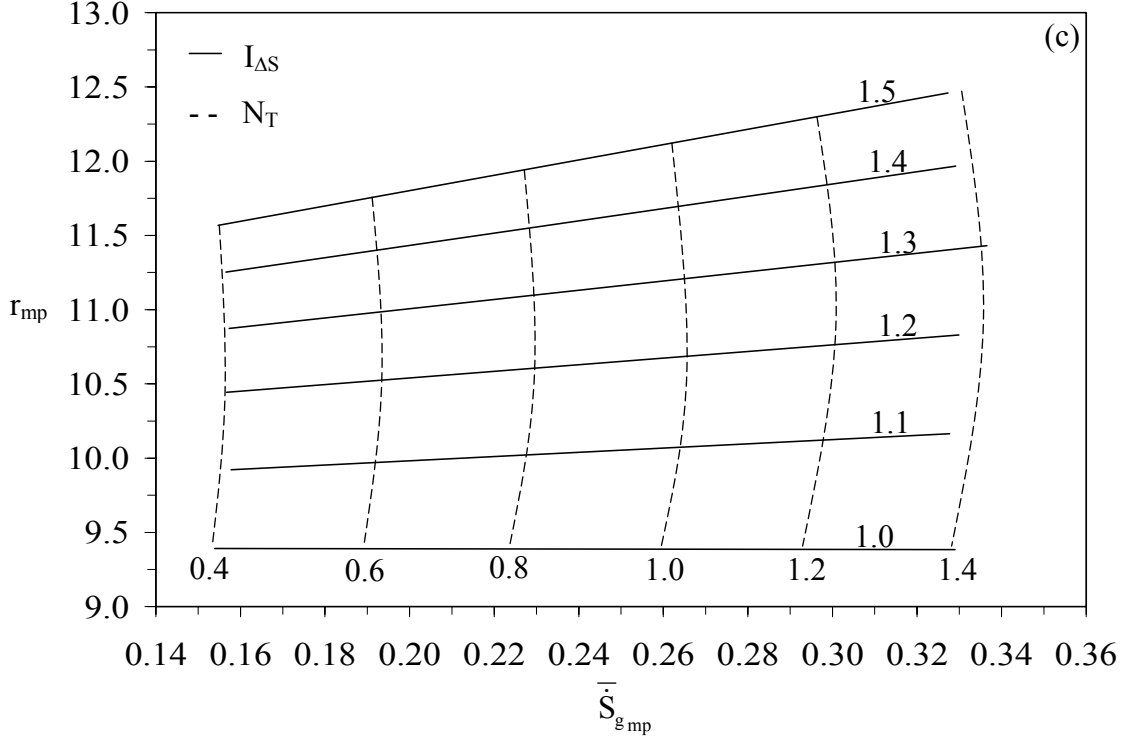
Şekil 5.20 $ECOP$ amaç fonksiyonunun değişik $I_{\Delta S}$ (a) ve ξ (b) değerleri için, boyutsuz güç çıktısı ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=2\%$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)

Şekil 5.21 (a) ve (b)'de ECOP amaç fonksiyonu, normalize edilmiş güç çıktısı ve ekolojik performans fonksiyonunun, sıkıştırma oranı ve boyutsuz entropi üretimi ($\bar{\dot{S}}_g = \dot{S}_g / \dot{C}_w$) ile değişimi gösterilmiştir. Şekil 5.21 (a)'dan görüleceği üzere maksimum ECOP şartlarındaki sıkıştırma oranı (r^*), maksimum güç ve ekolojik fonksiyon şartlarındaki sıkıştırma oranlarından (r_{mp} , r_{mef}) büyük olmaktadır ($r^* > r_{mp} > r_{mef}$). Bununla birlikte entropi üretimleri yönünden sıralama $\bar{\dot{S}}_g^* < \bar{\dot{S}}_{g_{mef}} < \bar{\dot{S}}_{g_{mp}}$ şeklinde olmaktadır (Şekil 5.21 (b)).



Şekil 5.21 ECOP amaç fonksiyonu, normalize edilmiş güç çıktısı ve ekolojik performans fonksiyonunun sıkıştırma oranı (a) ve boyutsuz entropi üretimi (b) ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=2\%$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)

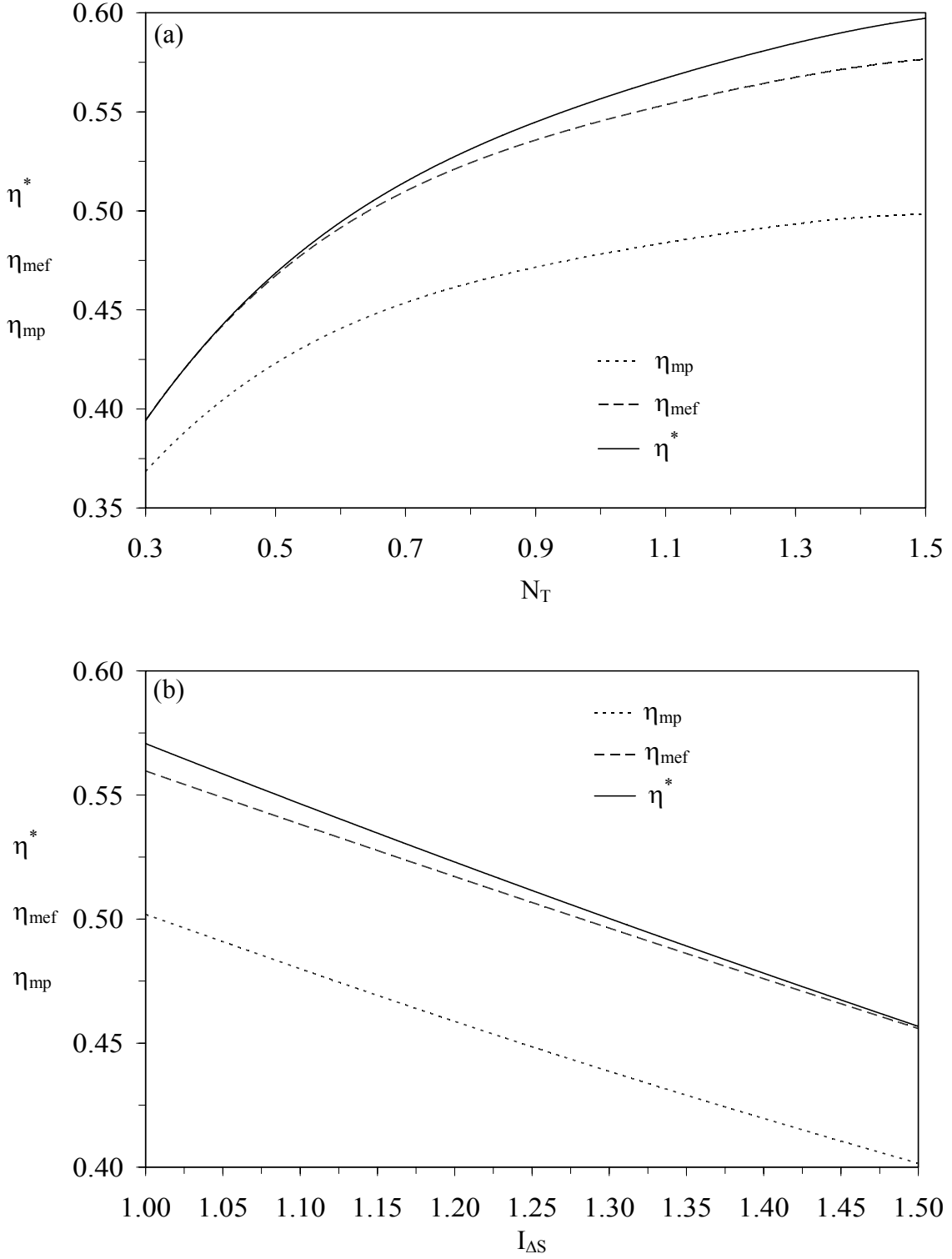




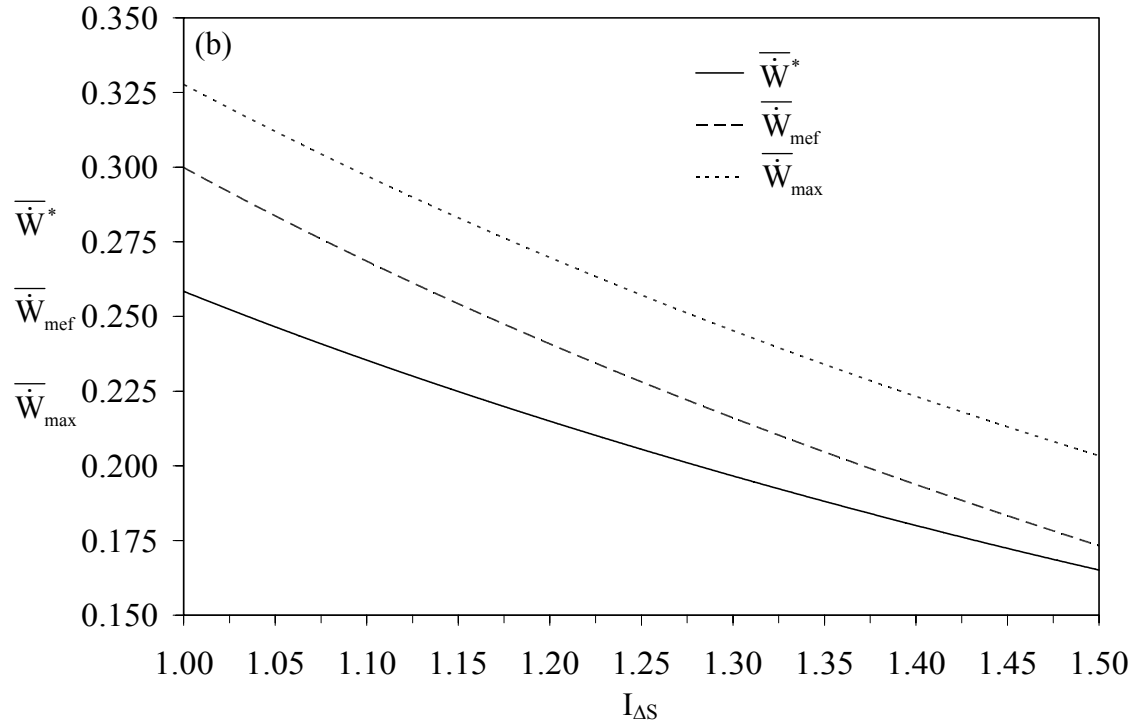
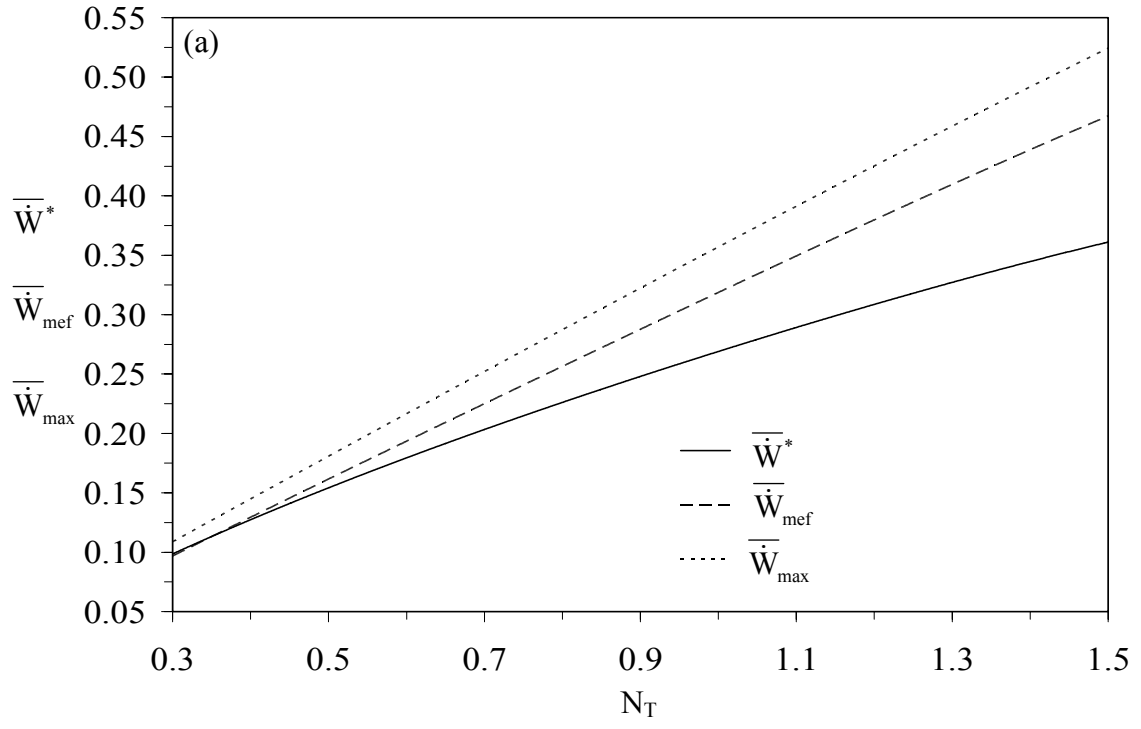
Şekil 5.22 Optimal sıkıştırma oranı ile optimal entropi üretiminin $ECOP_{max}$ (a), $\dot{E}_{max}$ (b) ve $\dot{W}_{max}$ (c) şartlarında değişik $I_{\Delta S}$ ve N_T değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $\chi=0.3$ ve $\xi=0.2$)

İç tersinmezlik parametresi ($I_{\Delta S}$) ve toplam ısı transfer birimi sayısının (N_T) optimal sıkıştırma oranları ve optimal şartlardaki entropi üretimleri üzerindeki etkileri Şekil 5.22 (a), (b) ve (c)'de sunulmuştur. Belirli bir $I_{\Delta S}$ değeri için, N_T arttıkça optimum şartlardaki entropi üretimleri ($\bar{S}_g^*$, $\bar{S}_{g_{mp}}$, $\bar{S}_{g_{mef}}$) hızlı bir şekilde artmaktadır. Bunun yanında N_T değerinin artışı, r^* değerini hızlı bir şekilde artırırken, r_{mp} ve r_{mef} değerlerinde hafif bir artışa neden olmaktadır. Belirli bir N_T ve $I_{\Delta S}$ için, optimal r ve $\dot{S}_g$ değerlerinin farklı amaç fonksiyonlarına göre değişik değerler aldığı Şekil 5.22'den görülmüştür. Bu farklılıkları vurgulayabilmek için sayısal bir örnek verilecek olursa; $N_T=0.75$ ve $I_{\Delta S}=1.2$ için, $ECOP_{max}$ şartlarında $r^*=25.46$ ve $\bar{S}_g^*=0.128$, $\dot{E}_{max}$ şartlarında $r_{mef}=20$ ve $\bar{S}_{g_{mef}}=0.147$ ve $\dot{W}_{max}$ şartlarında ise $r_{mp}=10.65$ ve $\bar{S}_{g_{mp}}=0.22$ olmaktadır. Toplam ısı transfer birimi sayısı N_T ve iç tersinmezlik parametresi ($I_{\Delta S}$)'nin optimal ısı verimleri (η^* , η_{mp} , η_{mef}) ve optimal güç çıktıları ($\dot{W}^*$, $\dot{W}_{max}$, $\dot{W}_{mef}$) üzerindeki etkileri Şekil 5.23 ve 5.24'de gösterilmiştir. Şekil 5.23 (a) ve (b)'den görüleceği üzere; $ECOP_{max}$ şartlarındaki ısı verim (η^*), $\dot{E}_{max}$ ve $\dot{W}_{max}$ şartlarındaki ısı verim değerlerinden (η_{mef} , η_{mp}) $I_{\Delta S}$ ve N_T 'nin bütün değerleri için büyük olmaktadır,

$\eta^* > \eta_{\text{mef}} > \eta_{\text{mp}}$. Şekil 5.24 (a) ve (b)'den optimal güç çıktıları için sıralamanın $\dot{W}_{\text{max}} > \dot{W}_{\text{mef}} > \dot{W}^*$ olduğu görülmektedir.



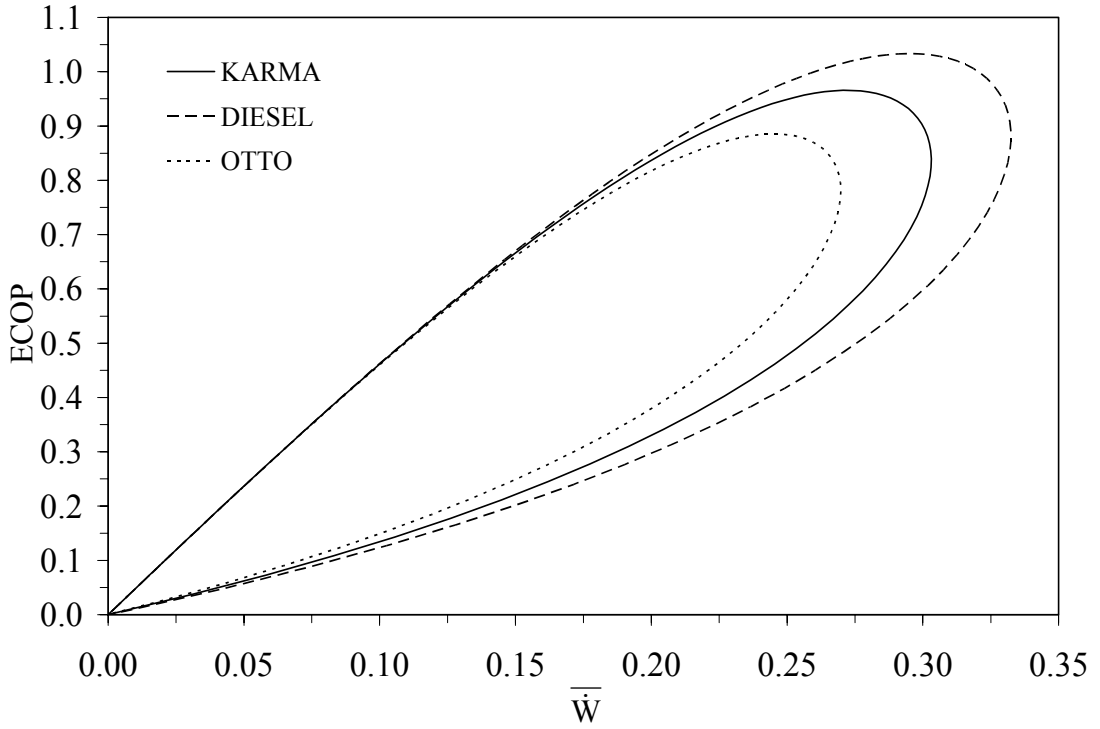
Şekil 5.23 Optimal ısı verimlerinin değişik N_T (a) ve $I_{\Delta S}$ (b) değerleri ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=2\%$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)



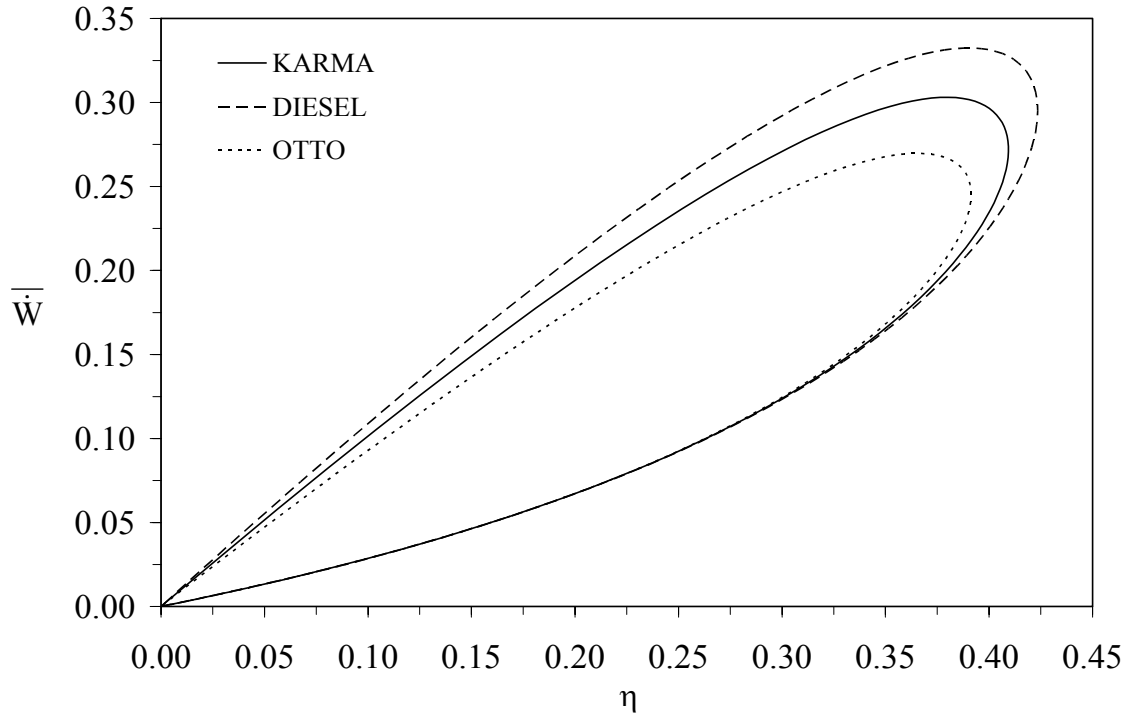
Şekil 5.24 Optimal güç çıktılarının değişik N_T (a) ve $I_{\Delta S}$ (b) değerleri ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=2\%$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)

5.4 İçten Yanmalı Motorların Termoeekolojik Performans Mukayesesi

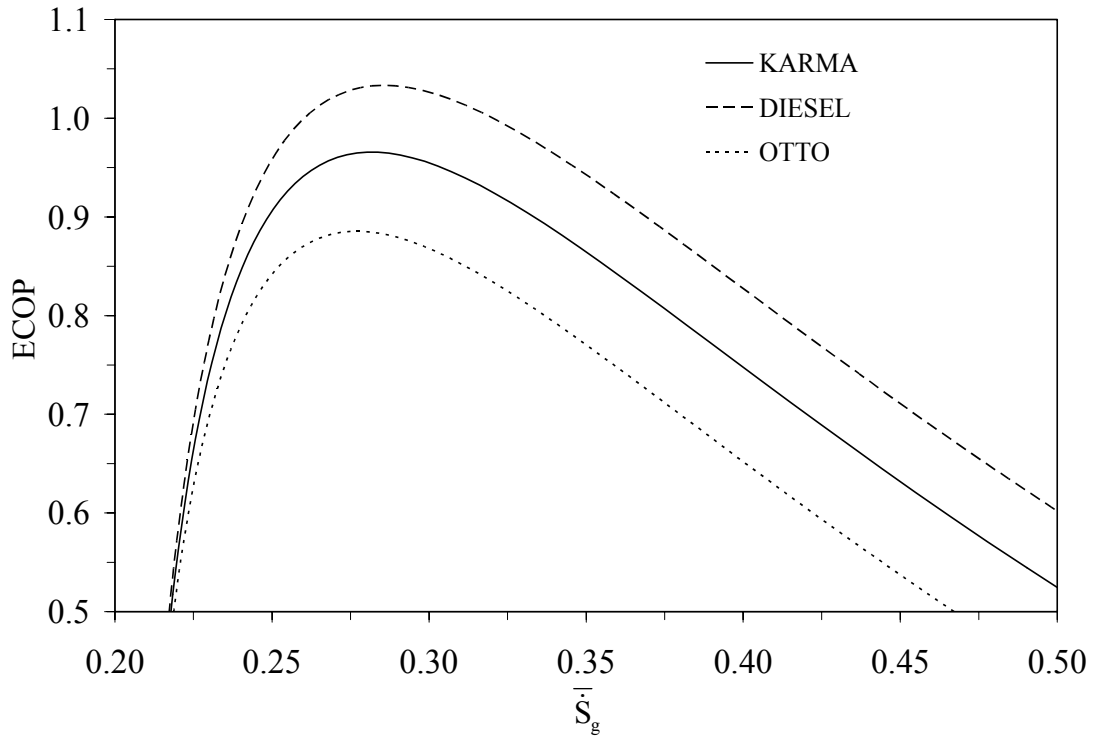
Karma, Diesel ve Otto çevriminin genel ve optimal performanslarının mukayesesi Şekil 5.25-31 arasında verilmiştir. ECOP amaç fonksiyonunun boyutsuz güç çıktısı ($\bar{W} = \dot{W} / \dot{C}_w T_L$), ısı verim, boyutsuz entropi üretimi ve sıkıştırma oranı ile değişimi sırasıyla Şekil 5.25-28,'de verilmiştir. Şekillerden Diesel çevriminin ECOP performansı, güç çıktısı ve ısı verim yönünden Karma ve Otto çevrimlerine göre avantaj sağladığı görülmüştür. Ayrıca Diesel çevriminin ECOP_{max} şartlarındaki optimal entropi üretimi ve sıkıştırma oranı, Otto ve Karma çevrime göre daha büyük değer almaktadır.



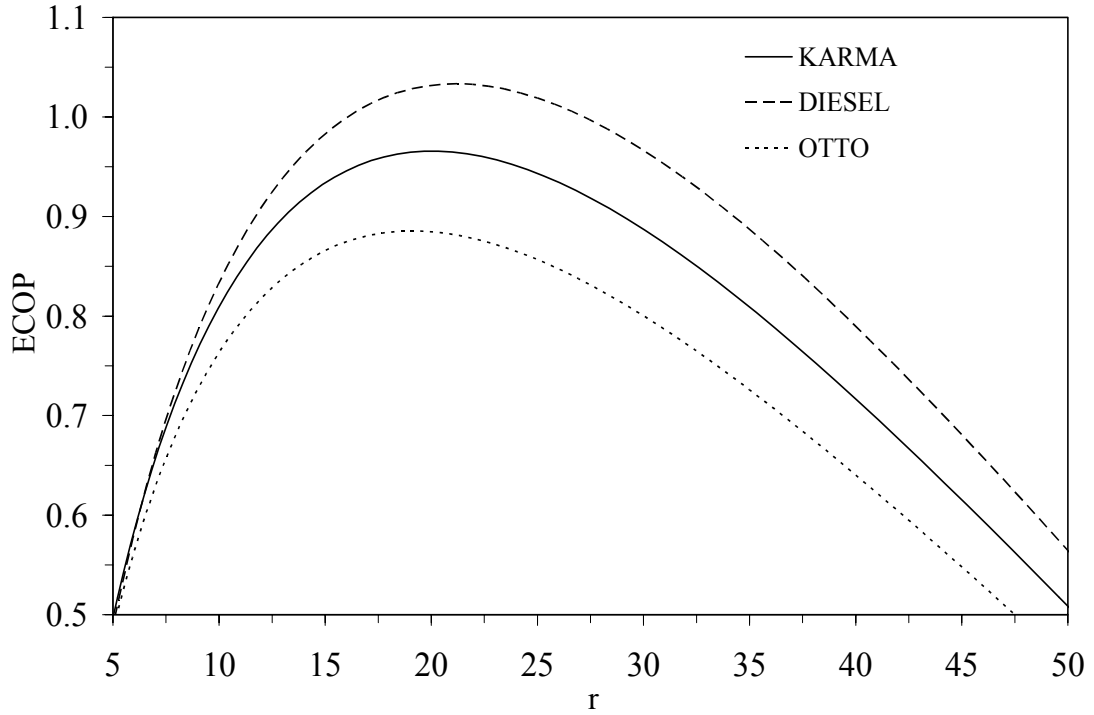
Şekil 5.25 Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, ECOP amaç fonksiyonunun boyutsuz güç çıktısı ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=\%5$ ve $I_{\Delta S}=1.2$)



Şekil 5.26 Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, boyutsuz güç çıktısının ısı verim ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=5\%$ ve $I_{AS}=1.2$)

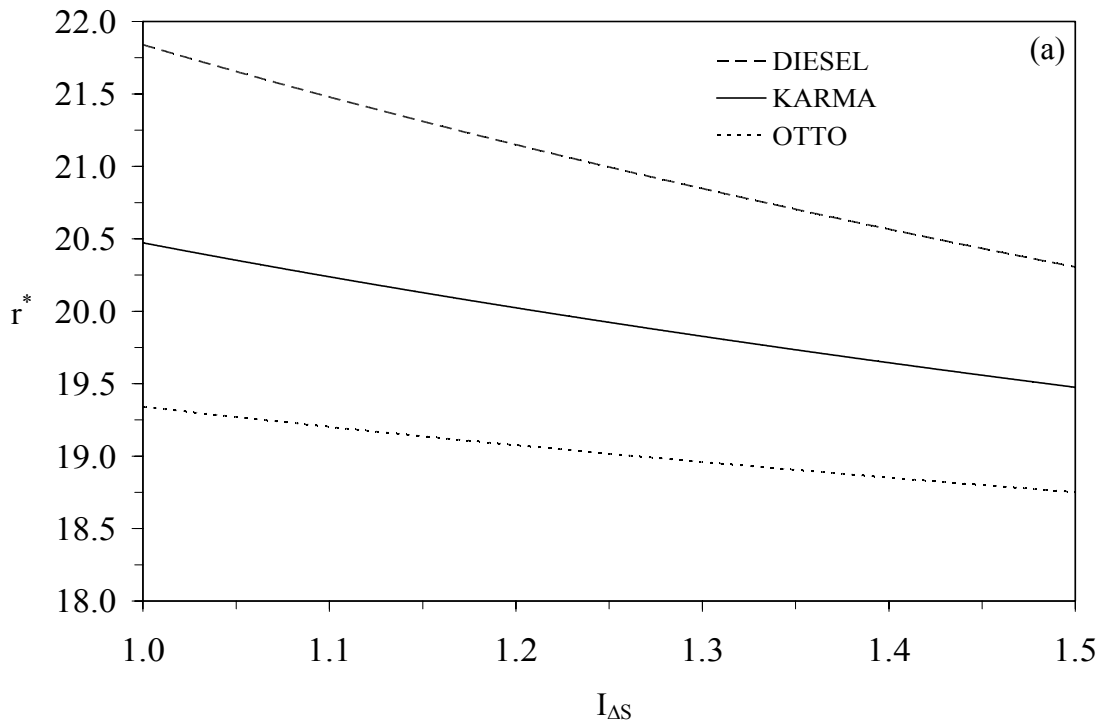


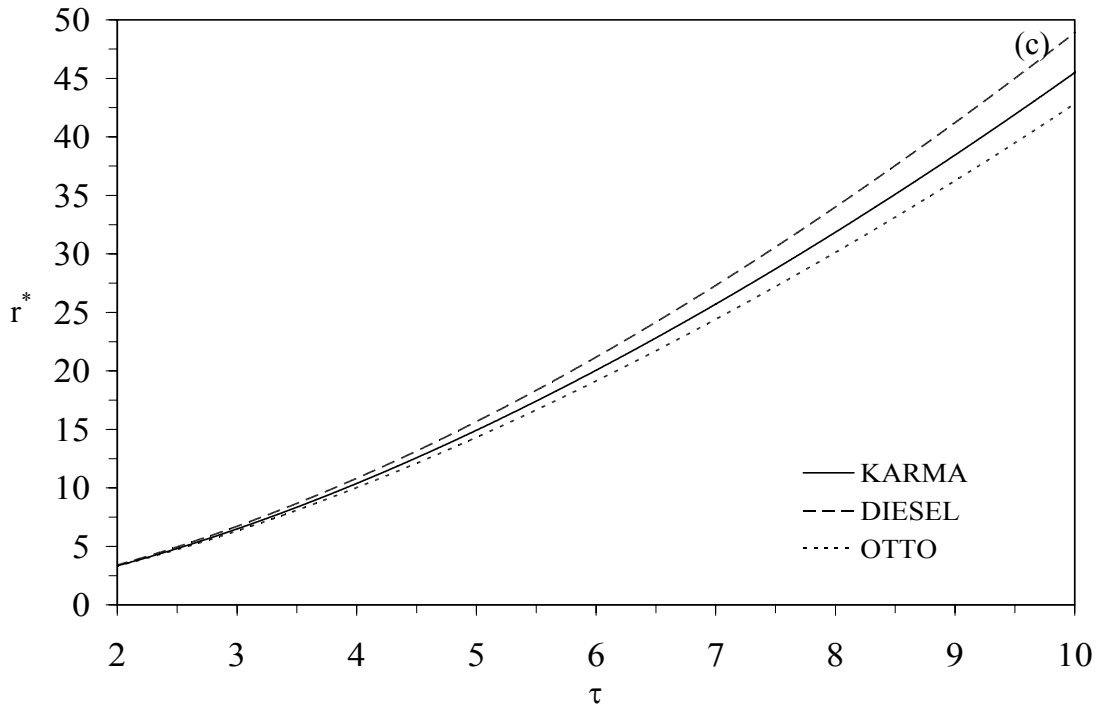
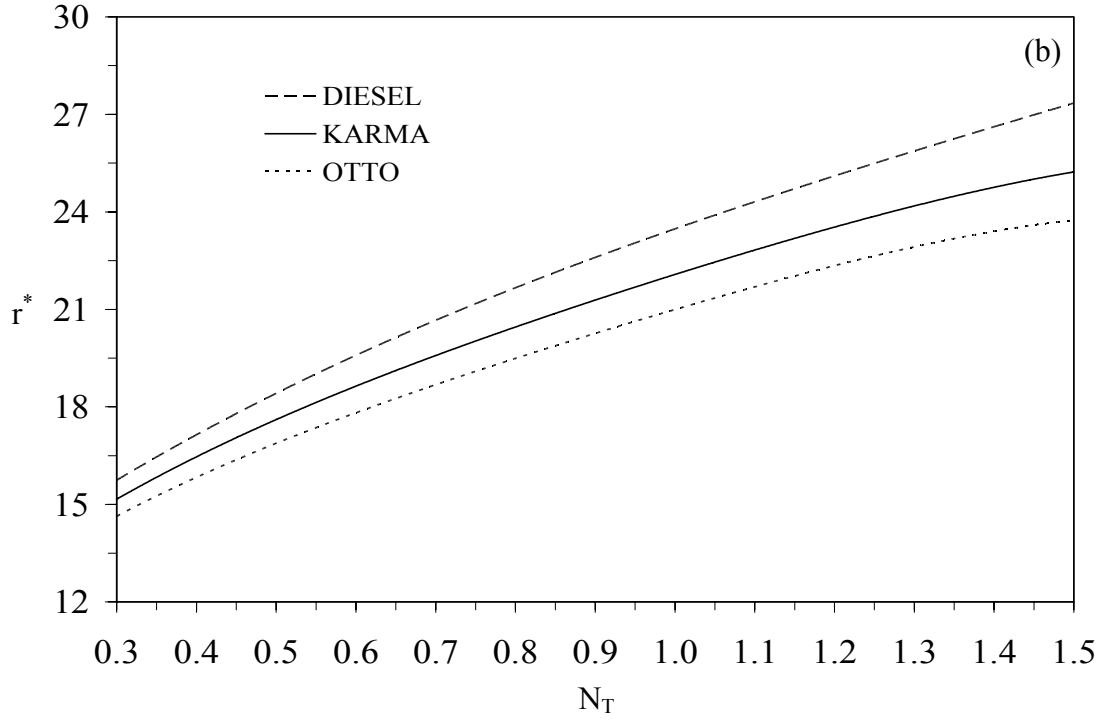
Şekil 5.27 Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, ECOP amaç fonksiyonunun boyutsuz entropi üretimi ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=5\%$, $I_{AS}=1.2$)



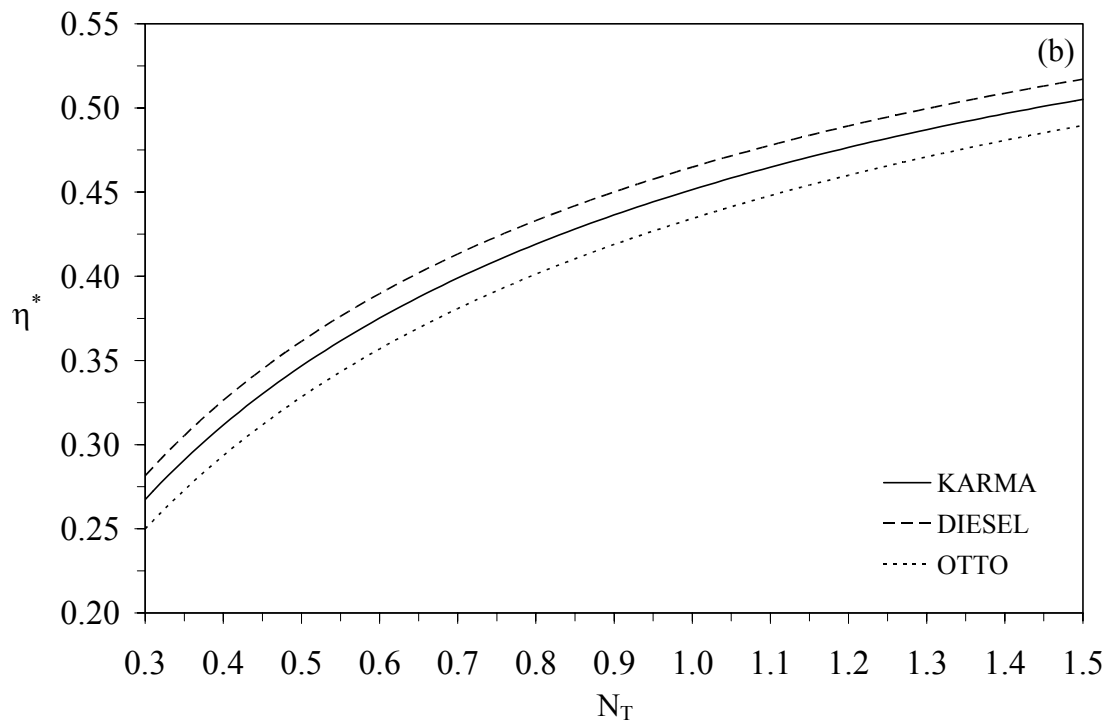
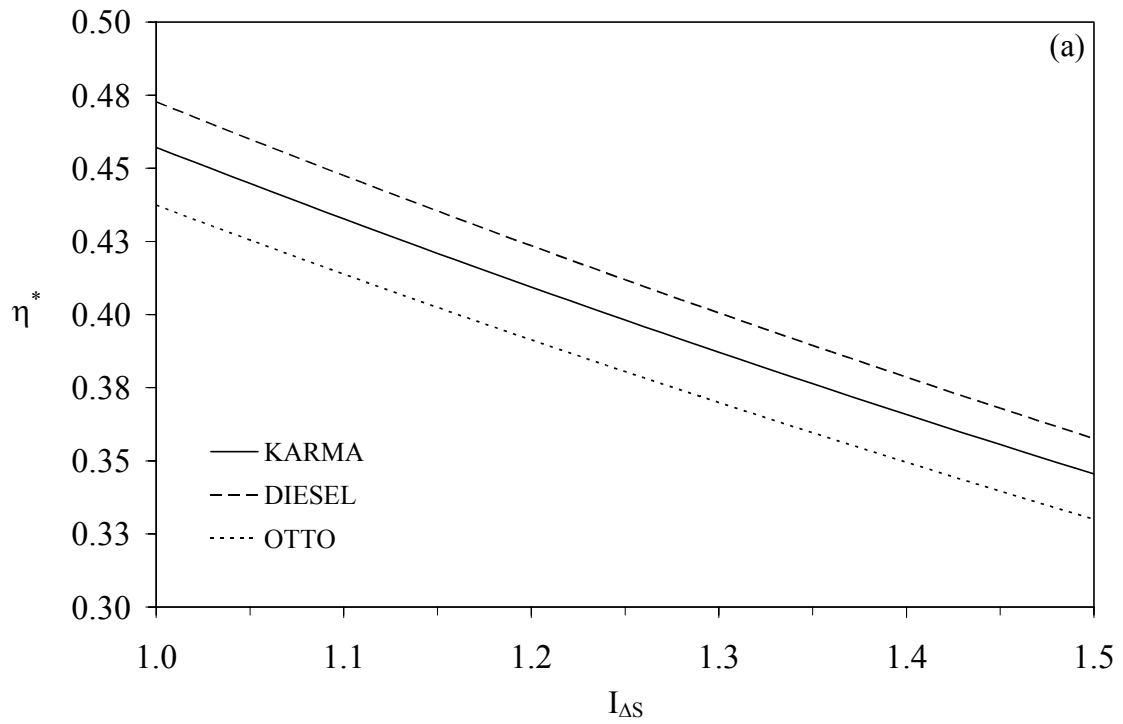
Şekil 5.28 Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, ECOP amaç fonksiyonunun sıkıştırma oranı ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=\%5$, $I_{AS}=1.2$)

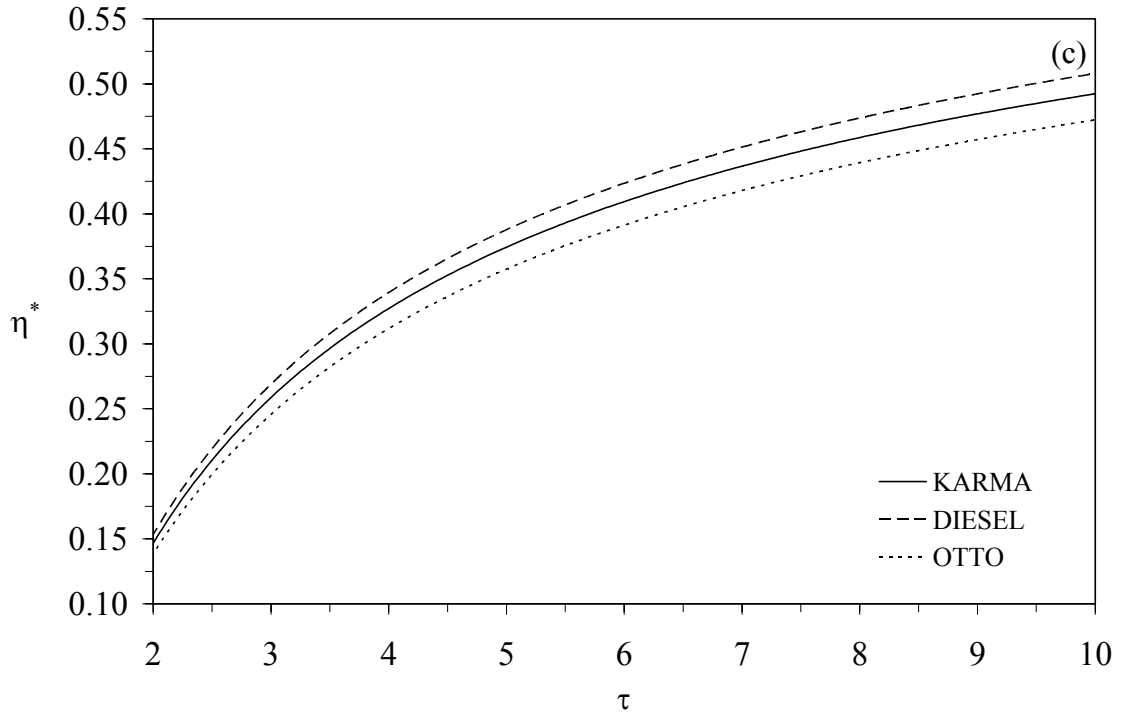
İç tersinmezlik parametresi (I_{AS}), toplam ısı transfer birimi sayısının (N_T) ve kaynak sıcaklık oranının (τ) maksimum ECOP şartlarındaki optimal sıkıştırma oranları, optimal ısı verimler ve optimal entropi üretimleri üzerindeki etkileri Şekil 5.29-31’de sunulmuştur. N_T ve τ arttıkça optimal sıkıştırma oranları, ısı verimler ve entropi üretimleri artış göstermektedir. I_{AS} ’nin artışı ise optimal sıkıştırma oranı ile optimal ısı verimleri azaltıcı bir etki yaparken, optimal entropi üretimini artırmaktadır.



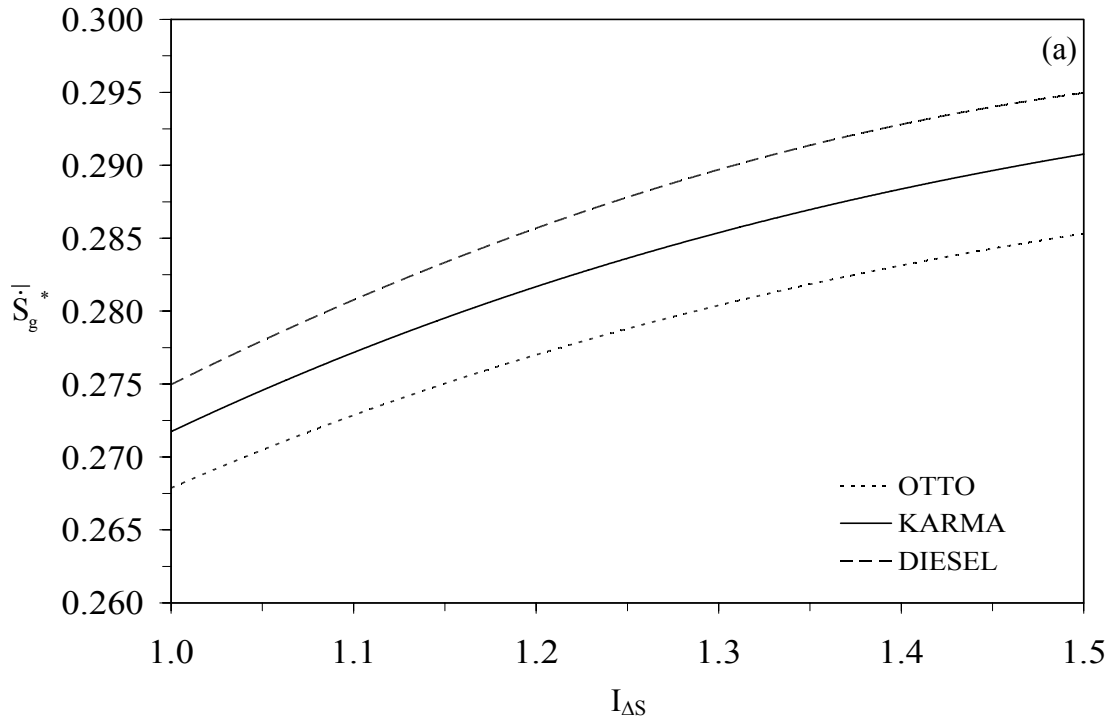


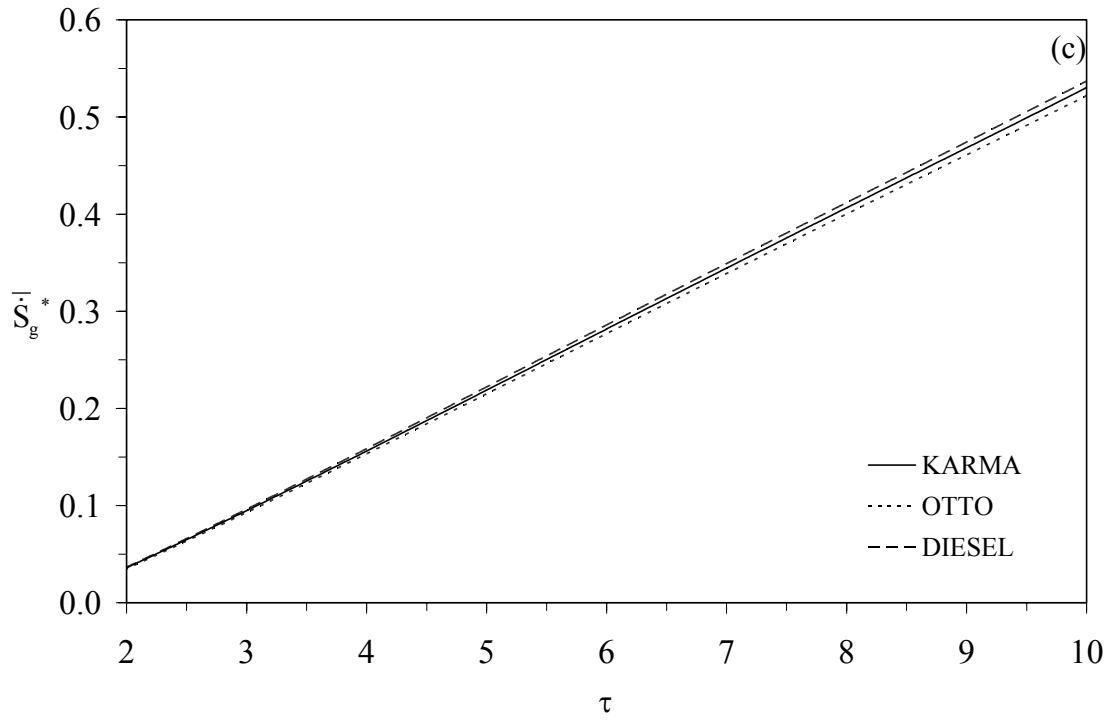
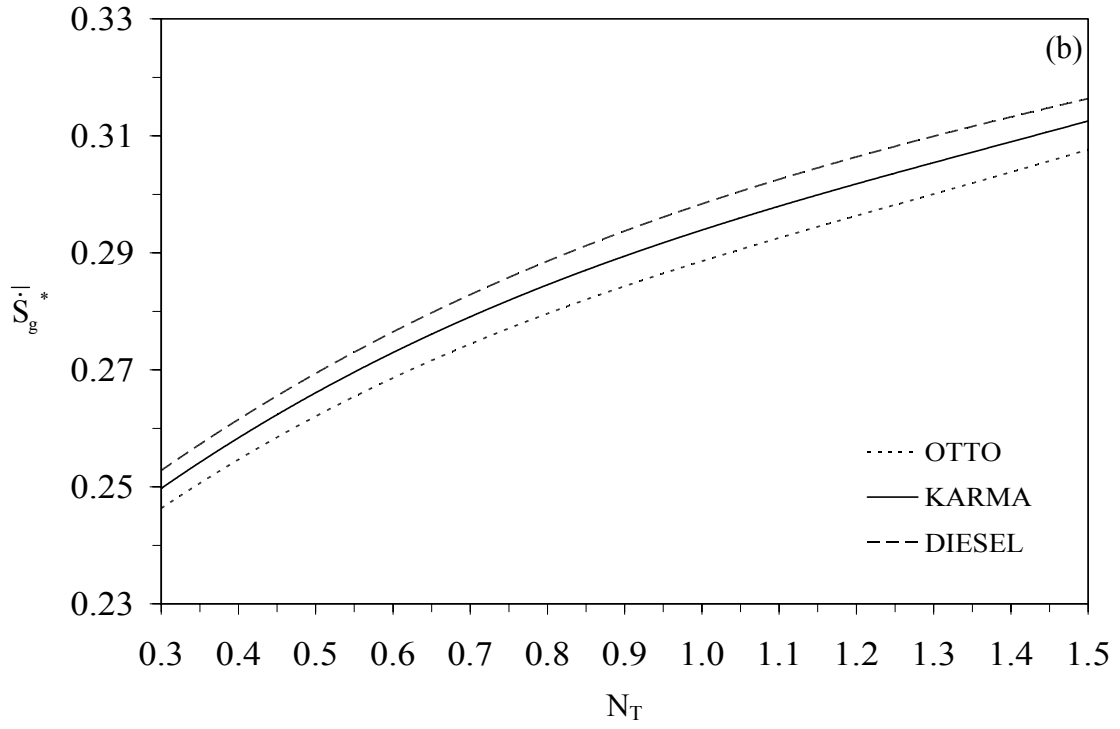
Şekil 5.29 Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal sıkıştırma oranlarının $I_{\Delta S}$ (a); N_T (b); ve τ (c); ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=\%5$)





Şekil 5.30 Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal ısı verimlerinin $I_{\Delta S}$ (a); N_T (b); ve τ (c); ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=\%5$, $I_{\Delta S}=1.2$)





Şekil 5.31 Karma, Diesel ve Otto çevrimi için, $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal entropi üretimlerinin $I_{\Delta S}$ (a); N_T (b); ve τ (c); ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=5\%$, $I_{\Delta S}=1.2$)

6. SOĞUTMA MAKİNALARI VE ISI POMPALARININ TERMOEKOLOJİK PERFORMANS OPTİMİZASYONU

Tersinir ters Carnot çevrimi, soğutma makinaları ve ısı pompalarının soğutma ve ısıtma performans katsayıları yönünden bir üst sınır olarak kullanılmaktadır. Klasik termodinamikte tersinir ters Carnot çevrimine göre çalışan soğutma makinaları ve ısı pompalarının performans katsayıları sırasıyla $(\beta_{ref})_C = T_L / (T_H - T_L)$, $(\beta_{hp})_C = T_H / (T_H - T_L)$ şeklinde ifade edilmektedir. Buradaki T_L ve T_H sırasıyla, sıcak ve soğuk kaynak sıcaklıklarıdır. Söz konusu performans üst sınırlarına, termodinamik dengeyi sağlamak için gerekli olan sonsuz küçük proses hızlarıyla ulaşılabilir. Bu durumda da belirli bir soğutma/ısıtma yükünü elde edebilmek için sonsuz ısı transfer alanına sahip ısı değiştiricilerin kullanılması gerekmektedir. Bu yüzden tersinir çevrimlere ait performans katsayıları, pratik soğutma makinası ve ısı pompalarının performansını değerlendirmede yetersiz kalmaktadır.

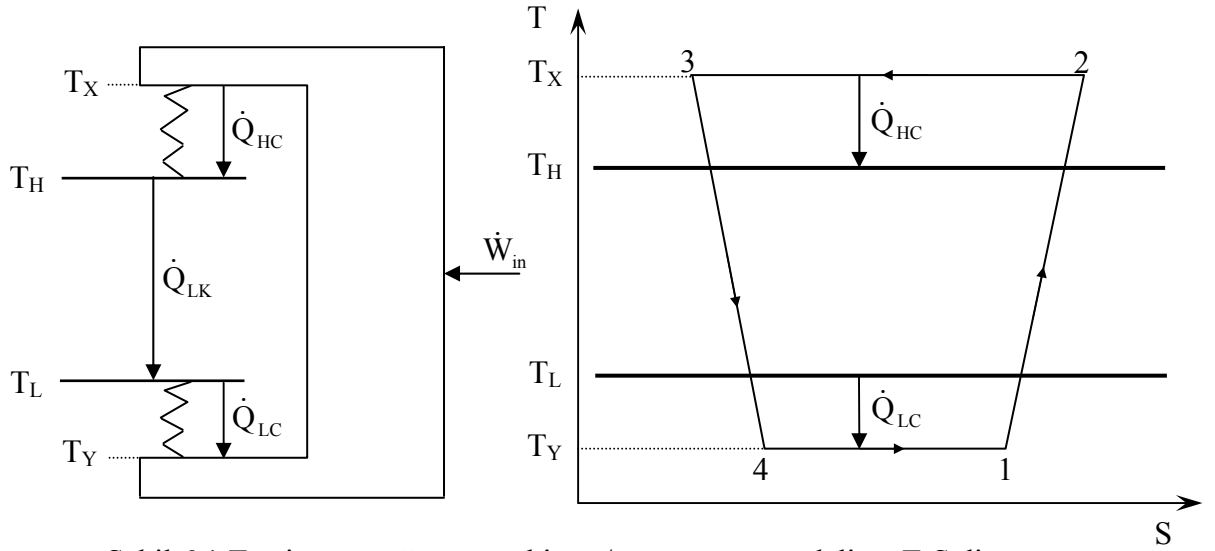
Chambadal (1957), Novikov (1958) ve Curzon-Ahlborn (1975) sonlu zaman termodinamiği kapsamında tersinir Carnot çevrimini, iç tersinir Carnot çevrimine genişletmişlerdir. Sonlu zaman proseslerinin kullanılması ile “Sonlu Zaman Termodinamiği” ortaya çıkmış ve gerçek ısı makinaları, soğutma makinaları ve ısı pompaları için daha gerçekçi performans sınırları konulmuştur. Son yıllarda iç tersinir ve tersinmez soğutma makinası/ısı pompası modelleri için farklı amaç fonksiyonları kullanılarak sonlu-zaman termodinamiği teorisi çerçevesinde birçok optimizasyon çalışması yapılmıştır (Bejan, 1996; Chen vd., 1999; Durmayaz, 2004). Yapılan bu optimizasyon çalışmalarında genellikle, soğutma/ısıtma yükü, performans katsayısı, verilen güç, toplam ısı transfer alanı, özgül soğutma/ısıtma yükü, ekserji çıktısı, ekserji verimi, termoeconomik ve termoeekolojik amaç fonksiyonları kullanılmıştır.

Yan ve Lin (2000) ve Chen vd. (2002) soğutma makinaları için termoeekolojik optimizasyon çalışması yapmıştır. Bu çalışmalarda Angulo-Brown (1991) tarafından ısı makinaları için tanımlanmış ekolojik amaç fonksiyonu soğutma makinalarına $E = \dot{Q}_L - \beta_C T_0 \dot{S}_g$ biçiminde uyarlanarak ekolojik performans optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Amaç fonksiyonunun maksimum olduğu şartlardaki tasarım parametreleri ve optimal performans değerleri (performans katsayısı, soğutma yükü ve entropi üretimi) elde edilmiştir. Yukarıdaki amaç fonksiyonuna dayalı çalışmaların sonuçları incelendiğinde, ekolojik amaç fonksiyonunun (E) negatif değerler aldığı görülmüştür. Bu durum kullanılabilir soğutma yükündeki kaybın (E fonksiyonunun ikinci terimi), soğutma yükünden (E fonksiyonunun ilk terimi) fazla olduğunu göstermektedir. Performans analizi için bu şekilde bir amaç fonksiyonu matematiksel olarak tanımlanabilir, ancak fiziksel anlamı açısından eksik ve tartışmaya açıktır.

Soğutma makinaları ve ısı pompalarının ekolojik performansını değerlendirmek amacıyla, ısı makinaları için Bölüm 1’de tanımlanmış olan ECOP amaç fonksiyonuna benzer yaklaşımla yeni bir ekolojik performans kriteri önerilmiştir. Bu kriter soğutma makinaları için soğutma yükünün kayıp kullanılabilir enerjiye oranı, ısı pompaları için de ısıtma yükünün kayıp kullanılabilir enerjiye oranı şeklinde tanımlanmıştır. Tanımlanan bu amaç fonksiyonu belirli bir miktar soğutma/ısıtma yükü üretmek için, kayıp kullanılabilir enerji (veya entropi üretimi) hakkında bilgi vermektedir. Bu kriter gere göre belirli bir soğutma/ısıtma yükü için, maksimum ECOP şartlarındaki entropi üretimi minimum olmaktadır. Bu bölümde tersinmez soğutma makinaları ve ısı pompalarının tanımlanan ECOP kriterine göre termoeekolojik performans optimizasyonu yapılmıştır. Bu bağlamda amaç fonksiyonunu maksimize eden optimal performans ve dizayn parametreleri belirlenerek, tersinmezliklerin termoeekolojik performans üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

6.1 Soğutma Makinalarının Ekolojik Performans Analizi

Tersinmez soğutma makinası modeli ve T-S diyagramı Şekil 6.1’de görölmektedir. Soğutulan ortam sıcaklığı T_L , ile ısının atıldığı T_H ortam sıcaklığı arasında çevrim gerçekleşmektedir. T_H ve T_L sıcaklığındaki ısı kaynaklarıyla ısı alışverişinde bulunan iş akışkanı sıcaklıkları sırasıyla T_X ve T_Y olmaktadır.



Şekil 6.1 Tersinmez soğutma makinası/ısı pompası modeli ve T-S diyagramı

Soğutma makinalarının performansı ısı transfer kanununa dayanmaktadır ve ısı transferinin genellikle lineer olarak gerçekleştiği kabul edilir. Bu durumda soğutulan ortamdan soğutma makinasına, $\dot{Q}_{LC}$, ve soğutma makinasından çevre ortama olan, $\dot{Q}_{HC}$, ısı transfer değerleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q}_{LC} = U_L A_L (T_L - T_Y) \quad (6.1)$$

$$\dot{Q}_{HC} = U_H A_H (T_X - T_H) \quad (6.2)$$

Burada U_H , U_L ve A_H , A_L sırasıyla iş akışkanı ile iki ısı kaynağı arasındaki ısı transfer katsayıları ile ısı transfer alanlarını göstermektedir. Bejan (1989) tarafından tanıtılan ve T_H sıcaklığındaki sıcak ısı kaynağından T_L sıcaklığındaki soğuk ısı kaynağına olan ısı kaçağı miktarı

$$\dot{Q}_{LK} = C_I (T_H - T_L) \quad (6.3)$$

olurken, C_I soğutma makinasının iç ısıl geçirgenlik parametresini göstermektedir. Sıcak ısı kaynağına transfer olan net ısı miktarı ile soğuk ısı kaynağından transfer edilen net ısı miktarları,

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_{LK} = U_H A_H (T_X - T_H) - C_I (T_H - T_L) \quad (6.4)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{LC} - \dot{Q}_{LK} = U_L A_L (T_L - T_Y) - C_I (T_H - T_L) \quad (6.5)$$

şeklinde yazılır. Termodinamiğin birinci kanunundan soğutma makinasına olan güç girdisi

$$\dot{W}_{in} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_{LC} = U_H A_H (T_X - T_H) - U_L A_L (T_L - T_Y) \quad (6.6)$$

elde edilir. Tersinmez bir çevrim için termodinamiğin ikinci kanununa göre

$$\oint \frac{\delta \dot{Q}}{T} = \frac{\dot{Q}_{LC}}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_{HC}}{T_X} < 0 \quad (6.7)$$

olmalıdır. Denklem (6.7)'deki eşitsizlik iç tersinmezlik parametresi $I_{\Delta S}$ ile aşağıdaki gibi düzenlenir:

$$I_{\Delta S} \frac{\dot{Q}_{LC}}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_{HC}}{T_X} = 0 \text{ ile } I_{\Delta S} \geq 1 \quad (6.8)$$

Burada iç tersinmezliğin derecesini karakterize eden $I_{\Delta S}$ parametresi

$$I_{\Delta S} = \frac{S_2 - S_3}{S_1 - S_4} \quad (6.9)$$

olarak tanımlanmıştır. Denklem (6.1) ve (6.2), denklem (6.9)'da yazılırsa, ikinci kanun ifadesi

$$I_{\Delta S} \frac{U_L A_L (T_L - T_Y)}{T_Y} - \frac{U_H A_H (T_X - T_H)}{T_X} = 0 \quad (6.10)$$

şeklinde düzenlenmiş olur. Tersinmez soğutma makinası için performans katsayısı (β_{ref}) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\beta_{ref} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} = \frac{\dot{Q}_{LC} - \dot{Q}_I}{\dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_{LC}} \quad (6.11)$$

Denklem (6.1), (6.2) ve (6.3) denklem (6.11)'de kullanılarak

$$\beta_{ref} = \frac{(T_L - T_Y) - \xi_{ref}(T_H - T_L)}{C_R(T_X - T_H) - (T_L - T_Y)} \quad (6.12)$$

yazılır. Burada $C_R = U_H A_H / U_L A_L$ ısı kaynaklarının ısıl geçirgenlik oranı olurken, $\xi_{ref} = C_I / U_L A_L$ parametresi ise soğutma makinası için ısı kaçağı yüzdesini göstermektedir. Tersinmez çevrim için entropi üretimi

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_H}{T_H} - \frac{\dot{Q}_L}{T_L} = \frac{(\dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_{LK})}{T_H} - \frac{(\dot{Q}_{LC} - \dot{Q}_{LK})}{T_L} \quad (6.13)$$

olmaktadır. Denklem (6.1), (6.2) ve (6.3) denklem (6.13)'de yazılarak entropi üretimi,

$$\dot{S}_g = U_L A_L \left\{ \frac{C_R(T_X - T_H)}{T_H} - \frac{(T_L - T_Y)}{T_L} + \xi_{ref} \left[\frac{(T_H - T_L)^2}{T_L T_H} \right] \right\} \quad (6.14)$$

şeklinde ifade edilir. Soğutma makinası için ekolojik performans katsayısı ($ECOP_{ref}$), soğutma yükünün kayıp kullanılabilir enerjiye oranı şeklinde aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

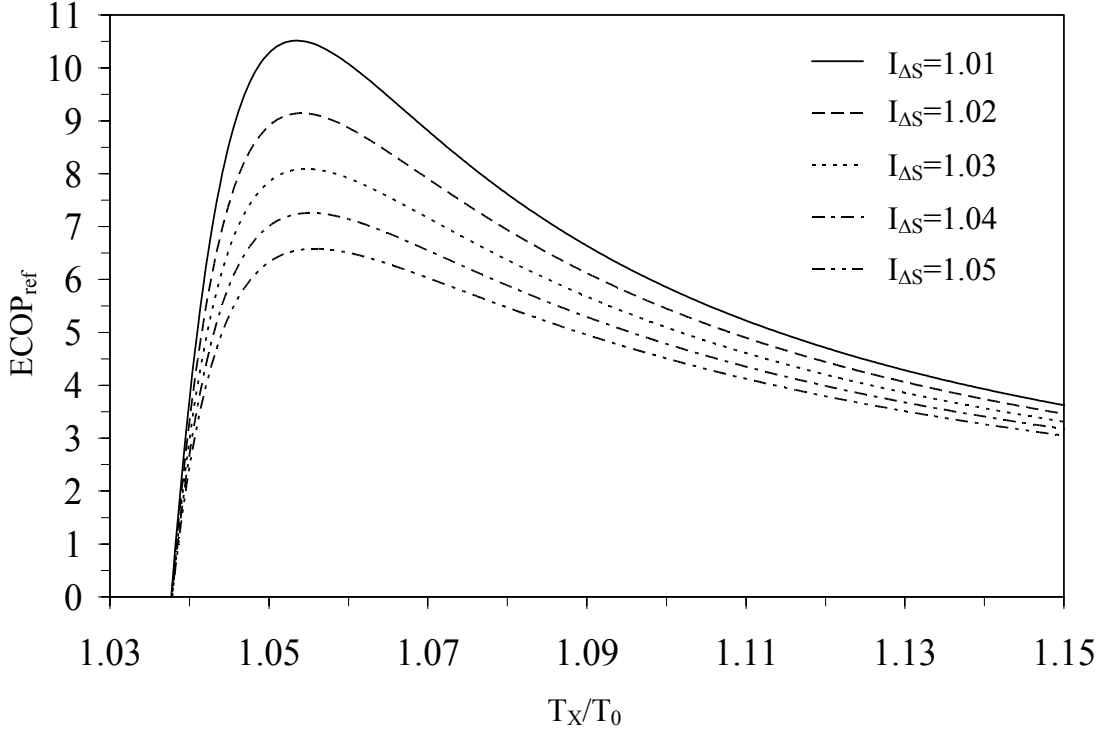
$$ECOP_{ref} = \frac{\dot{Q}_L}{T_0 \dot{S}_g} \quad (6.15)$$

Denklem (6.5) ve (6.14) denklem (6.15)'de yerine yazılarak $ECOP_{ref}$ amaç fonksiyonu

$$ECOP_{ref} = \frac{(T_L - T_Y) - \xi_{ref}(T_H - T_L)}{\left\{ b C_R(T_X - T_H) - a(T_L - T_Y) + \xi_{ref} T_0 \left[\frac{(T_H - T_L)^2}{T_L T_H} \right] \right\}} \quad (6.16)$$

elde edilir ve burada $a = T_0 / T_L$, $b = T_0 / T_H$ olmaktadır. Denklem (6.16)'da verilen $ECOP_{ref}$ amaç fonksiyonu, denklem (6.10)'daki ikinci kanun kısıtı altında T_X ve T_Y 'ye göre maksimize edilebilir. $ECOP_{ref}$ amaç fonksiyonunun boyutsuz iş akışkanı sıcaklığı T_X/T_0 ile değişik iç tersinmezlik parametresi (I_{AS}) değerleri için değişimi Şekil 6.2'de verilmiştir. Şekil 6.2'den görüleceği üzere $ECOP_{ref}$ amaç fonksiyonu belirli bir T_X/T_0 değeri için maksimumdan geçerken, iç tersinmezlik parametresi I_{AS} 'nin artışıyla $ECOP_{ref}$ fonksiyonunun maksimum

değeri azalmakta ve buna karşılık gelen optimum sıcak iş akışkanı sıcaklığı ise hafif bir şekilde artmaktadır.



Şekil 6.2. $ECOP_{ref}$ amaç fonksiyonunun değişik $I_{\Delta S}$ değerleri için, T_X/T_0 ile değişimi ($T_H=300$ K, $T_L=260$ K, $T_0=290$ K, $\xi_{ref}=0.02$)

Bu optimizasyon ayrıca analitik olarak da gerçekleştirilmiş ve sonuçlar aşağıda sunulmuştur:

$$(T_X)_{ref}^* = \frac{A_2 + \sqrt{A_8}}{A_7}, \quad (6.17)$$

$$(T_Y)_{ref}^* = \frac{T_L I_{\Delta S} A_9}{C_R (A_9 - T_H) + I_{\Delta S} A_9} \quad (6.18)$$

burada,

$$A_1 = \frac{\xi_{ref} T_0 (T_H - T_L)^2}{T_L T_H}$$

$$A_2 = b C_R T_H (C_R + I_{\Delta S}) [T_L + \xi_{ref} (T_L - T_H)]$$

$$A_3 = b T_L T_H I_{\Delta S} (C_R + I_{\Delta S})$$

$$A_4 = A_1 C_R T_L$$

$$A_5 = \xi_{ref} (T_L - T_H) [A_1 (C_R + I_{\Delta S}) + C_R (a T_L - b T_H I_{\Delta S})]$$

$$A_6 = a\xi_{\text{ref}}^2 (C_R + I_{\Delta S})(T_H - T_L)^2$$

$$A_7 = b(C_R + I_{\Delta S})\{C_R T_L + \xi_{\text{ref}}(C_R + I_{\Delta S})(T_L - T_H)\}$$

$$A_8 = A_3(A_4 + A_5 + A_6)$$

$$A_9 = (A_2 + \sqrt{A_8})/A_7$$

denklemlerde sadelik sağlamak amacıyla tanımlanmış parametrelerdir. Denklem (6.17) ve (6.18) denklem (6.16)'da yerine yazılarak maksimum ECOP_{ref} fonksiyonu elde edilir:

$$(\text{ECOP}_{\text{ref}})_{\text{max}} = \frac{T_L + \xi_{\text{ref}}(T_L - T_H) - I_{\Delta S}A_9A_{10}}{A_1 + C_R(A_9 - T_H)(b - aA_{10})}, \quad (6.19)$$

burada

$$A_{10} = \frac{T_L}{A_9(C_R + I_{\Delta S}) - C_R T_H}$$

şeklinde tanımlanmıştır. Benzer şekilde denklem (6.17) ve (6.18) denklem (6.5), (6.12) ve (6.14)'de yerine yazılarak maksimum ECOP_{ref} şartlarındaki optimal soğutma yükü, optimal performans katsayısı ve optimal entropi üretimi değerleri sırasıyla aşağıdaki gibi elde edilir:

$$(\dot{Q}_L)_{\text{ref}}^* = U_L A_L \{T_L + \xi_{\text{ref}}(T_L - T_H) - I_{\Delta S}A_9A_{10}\} \quad (6.20)$$

$$\beta_{\text{ref}}^* = \frac{T_L + \xi_{\text{ref}}(T_L - T_H) - I_{\Delta S}A_9A_{10}}{C_R(A_9 - T_H) + I_{\Delta S}A_9A_{10} - T_L} \quad (6.21)$$

$$\dot{S}_{g,\text{ref}}^* = U_L A_L \left\{ \left[\frac{C_R(A_9 - T_H)}{T_H} \right] + \left[\frac{A_9A_{10}I_{\Delta S}}{T_L} \right] + \left[\frac{A_1}{T_0} - 1 \right] \right\} \quad (6.22)$$

Ayrıca denklem (6.12)'de soğutma makinaları için verilen performans katsayısı, denklem (6.10)'daki ikinci kanun kısıtı altında maksimize edilebilir. Analitik olarak gerçekleştirilen maksimizasyon sonuçları aşağıdaki gibi bulunmuştur:

$$(T_X)_{\text{ref}}^{\beta \text{max}} = -\frac{B_5}{B_4} \quad (6.23)$$

$$(T_Y)_{\text{ref}}^{\beta \text{max}} = \frac{B_5 T_L I_{\Delta S}}{C_R(B_5 + B_4 T_H) + B_5 I_{\Delta S}} \quad (6.24)$$

burada,

$$B_1 = C_R T_H (C_R + I_{\Delta S})\{T_L - \xi_{\text{ref}}(T_H - T_L)\}$$

$$B_2 = I_{\Delta S} T_L T_H (T_H - T_L) \xi_{\text{ref}} (C_R + I_{\Delta S}),$$

$$B_3 = C_R (T_H I_{\Delta S} - T_L) + \xi_{\text{ref}} (T_H - T_L) (C_R + I_{\Delta S}),$$

$$B_4 = \xi_{\text{ref}} (T_H - T_L) (C_R + I_{\Delta S})^2 - C_R T_L (C_R + I_{\Delta S})$$

$$B_5 = B_1 + \sqrt{B_2 B_3}$$

sadeleştirme için tanımlanmış parametrelerdir. Denklem (6.23) ve (6.24) denklem (6.12)'de yerine yazılarak maksimum β_{ref} fonksiyonu elde edilir:

$$(\beta_{\text{ref}})_{\text{max}} = -\frac{B_4 \{ \xi_{\text{ref}} (T_L - T_H) (I_{\Delta S} + B_6) + B_6 T_L \}}{B_6 (B_4 T_L + B_5 I_{\Delta S} + B_6)} \quad (6.25)$$

burada

$$B_6 = C_R (B_4 T_H + B_5)$$

olmaktadır. Denklem (6.23) ve (6.24) denklem (6.5) ve (6.14)'de yerine yazılarak maksimum β_{ref} şartlarındaki optimal soğutma yükü ve optimal entropi üretimi değerleri sırasıyla aşağıdaki gibi elde edilir:

$$(\dot{Q}_L)_{\text{ref}}^{\beta \text{ max}} = U_L A_L \left\{ T_L + \xi_{\text{ref}} (T_L - T_H) - \frac{B_5 T_L I_{\Delta S}}{B_6 + B_5 I_{\Delta S}} \right\} \quad (6.26)$$

$$(\dot{S}_g)_{\text{ref}}^{\beta \text{ max}} = U_L A_L \left[\frac{B_5 I_{\Delta S}}{B_5 I_{\Delta S} + B_6} \right] - \left[\frac{B_6}{B_4 T_H} \right] + \left[\frac{A_1}{T_0} - 1 \right] \quad (6.27)$$

6.2 Isı Pompalarının Ekolojik Performans Analizi

Tersinmez soğutma makinası için Şekil 6.1'de verilen model tersinmez ısı pompalarını da ifade etmektedir. Ancak ısı pompalarında, T_H ısıtılan ortam sıcaklığı ve T_L çevre sıcaklığı olmaktadır. Böylece 6.1-10 denklemleri tersinmez ısı pompası için de kullanılabilir. Tersinmez ısı pompası için performans katsayısı (β_{hp})

$$\beta_{\text{hp}} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{\text{in}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{HC}} - \dot{Q}_I}{\dot{Q}_{\text{HC}} - \dot{Q}_{\text{LC}}} \quad (6.28)$$

şeklinde yazılabilir. Denklem (6.1), (6.2) ve (6.3) denklem (6.28)'de kullanılarak

$$\beta_{\text{hp}} = \frac{(T_X - T_H) - \xi_{\text{hp}} (T_H - T_L)}{(T_X - T_H) - (T_L - T_Y) / C_R} \quad (6.29)$$

elde edilmektedir ve denklemde yer alan $\xi_{hp}=C_I/U_H A_H$ parametresi, ısı pompası için ısı kaçağı yüzdesini göstermektedir. Isı pompası için ekolojik performans katsayısı ($ECOP_{hp}$), ısıtma yükünün kayıp kullanılabilir enerjiye oranı şeklinde aşağıdaki gibi tanımlanır:

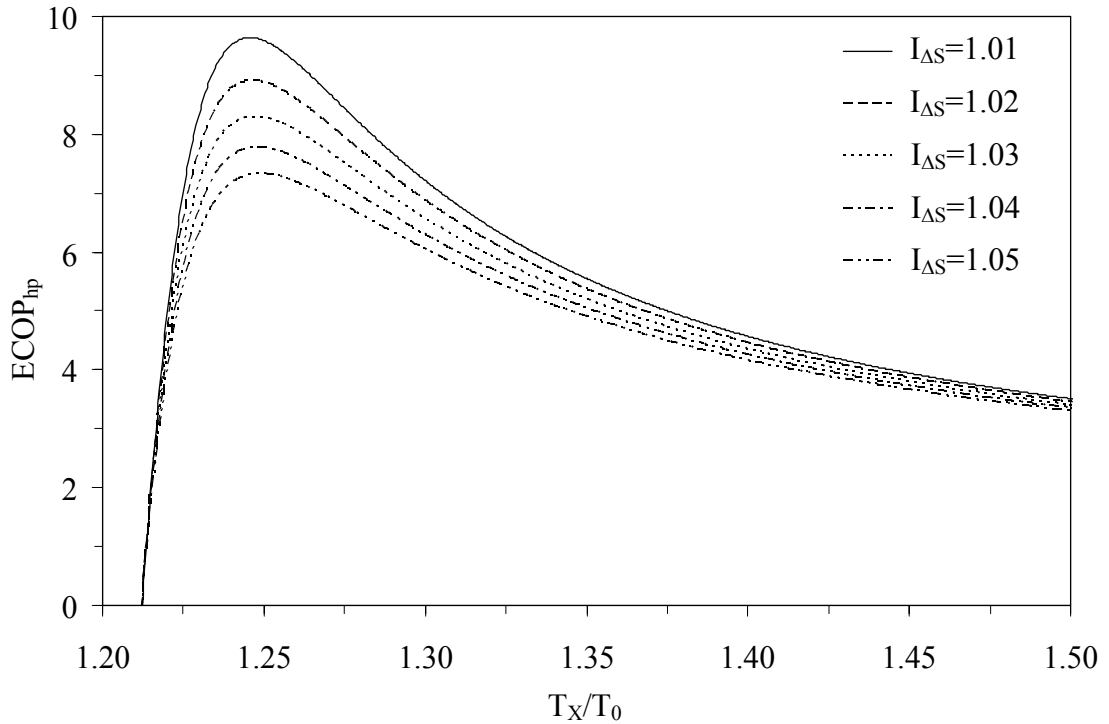
$$ECOP_{hp} = \frac{\dot{Q}_H}{T_0 \dot{S}_g} . \quad (6.30)$$

Denklem (6.4) ve (6.14) denklem (6.30)'da yerine yazılarak $ECOP_{hp}$ fonksiyonu

$$ECOP_{hp} = \frac{(T_X - T_H) - \xi_{hp}(T_H - T_L)}{\left\{ b(T_X - T_H) - a(T_L - T_Y)/C_R + \xi_{hp} T_0 \left[\frac{(T_H - T_L)^2}{T_L T_H} \right] \right\}} \quad (6.31)$$

olarak elde edilir. Denklem (6.31)'de verilen $ECOP_{hp}$ amaç fonksiyonu, denklem (6.10)'daki ikinci kanun kısıtı altında T_X ve T_Y 'ye göre maksimize edilebilir.

$ECOP_{hp}$ amaç fonksiyonunun boyutsuz iş akışkanı sıcaklığı T_X/T_0 ile değişik iç tersinmezlik parametresi ($I_{\Delta S}$) değerleri için değişimi Şekil 6.3'de verilmiştir. Şekil 6.3'den görüleceği üzere $ECOP_{hp}$ amaç fonksiyonu belirli bir T_X/T_0 değeri için maksimumdan geçerken, iç tersinmezlik parametresi $I_{\Delta S}$ 'nin artışıyla $ECOP_{hp}$ fonksiyonunun maksimum değeri azalmakta ve buna karşılık gelen optimum sıcak iş akışkanı sıcaklığı ise hafif bir şekilde artmaktadır.



Şekil 6.3 $ECOP_{hp}$ amaç fonksiyonunun değişik $I_{\Delta S}$ değerleri için, T_X/T_0 ile değişimi
($T_H=350$ K, $T_L=273$ K, $T_0=290$ K, $\xi_{hp}=0.02$)

Bu optimizasyon ayrıca analitik olarak da gerçekleştirilmiş ve sonuçlar aşağıda sunulmuştur:

$$(T_X)_{hp}^* = \frac{C_2 + \sqrt{C_8}}{C_7}, \quad (6.32)$$

$$(T_Y)_{hp}^* = \frac{T_L I_{\Delta S} C_9}{C_R (C_9 - T_H) + I_{\Delta S} C_9} \quad (6.33)$$

burada,

$$C_1 = \frac{\xi_{hp} T_0 (T_H - T_L)^2}{T_L T_H}$$

$$C_2 = T_H (C_R + I_{\Delta S}) \{a T_L + C_R (b \xi_{hp} (T_L - T_H) - C_1)\}$$

$$C_3 = a T_L T_H I_{\Delta S} (C_R + I_{\Delta S})$$

$$C_4 = C_1 I_{\Delta S} T_H$$

$$C_5 = \xi_{hp} (T_H - T_L) [C_1 (C_R + I_{\Delta S}) + b T_H I_{\Delta S} - a T_L]$$

$$C_6 = b \xi_{hp}^2 (C_R + I_{\Delta S}) (T_H - T_L)^2$$

$$C_7 = (C_R + I_{\Delta S}) \{a T_L - (C_R + I_{\Delta S}) (C_1 + b \xi_{hp} (T_H - T_L))\}$$

$$C_8 = C_3 (C_4 + C_5 + C_6)$$

$$C_9 = (C_2 + \sqrt{C_8}) / C_7$$

denklemlerde sadelik sağlamak amacıyla tanımlanmış parametrelerdir. Denklem (6.32) ve (6.33) denklem (6.31)'de yerine yazılarak maksimum $ECOP_{hp}$ fonksiyonu elde edilir:

$$(ECOP_{hp})_{\max} = \frac{(C_9 - T_H) - \xi_{hp} (T_H - T_L)}{C_1 + (C_9 - T_H)(b + a C_{10})}, \quad (6.34)$$

burada

$$C_{10} = \frac{T_L}{C_R T_H - C_9 (C_R + I_{\Delta S})}$$

olmaktadır. Benzer şekilde denklem (6.32) ve (6.33) denklem (6.4), (6.14) ve (6.29)'da yerine yazılarak maksimum $ECOP_{hp}$ şartlarındaki optimal ısıtma yükü, optimal entropi üretimi ve optimal performans katsayısı değerleri sırasıyla aşağıdaki gibi elde edilir:

$$(\dot{Q}_H)_{hp}^* = U_H A_H \{ (C_9 - T_H) - \xi_{hp} (T_H - T_L) \}, \quad (6.35)$$

$$\beta_{hp}^* = \frac{(C_9 - T_H) - \xi_{hp} (T_H - T_L)}{(C_9 - T_H) - (T_L + I_{\Delta S} C_9 C_{10}) / C_R} \quad (6.36)$$

$$\dot{S}_{g, hp}^* = U_H A_H \left\{ \left(\frac{C_{10} (C_9 - T_H)}{T_L} \right) + \left(\frac{C_9}{T_H} \right) + \left(\frac{C_1}{T_0} - 1 \right) \right\}. \quad (6.37)$$

Ayrıca denklem (6.29)'da ısıtma makinaları için verilen performans katsayısı, denklem (6.10)'daki ikinci kanun kısıtı altında maksimize edilebilir. Analitik olarak gerçekleştirilen maksimizasyon sonuçları aşağıdaki gibi bulunmuştur:

$$(T_X)_{hp}^{\beta \max} = \frac{D_5}{D_4}, \quad (6.38)$$

$$(T_Y)_{hp}^{\beta \max} = \frac{D_5 T_L I_{\Delta S}}{C_R (D_5 - D_4 T_H) + D_5 I_{\Delta S}} \quad (6.39)$$

burada,

$$D_1 = T_H (C_R + I_{\Delta S}) \{ T_L - \xi_{hp} C_R (T_H - T_L) \}$$

$$D_2 = I_{\Delta S} T_L T_H (T_H - T_L) \xi_{hp} (C_R + I_{\Delta S}),$$

$$D_3 = (T_H I_{\Delta S} - T_L) + \xi_{hp} (T_H - T_L) (C_R + I_{\Delta S}),$$

$$D_4 = T_L (C_R + I_{\Delta S}) - \xi_{hp} (T_H - T_L) (C_R + I_{\Delta S})^2$$

$$D_5 = D_1 + \sqrt{D_2 D_3}$$

olmaktadır. Denklem (6.38) ve (6.39) denklem (6.29)'da yerine yazılarak maksimum β_{hp} fonksiyonu elde edilir:

$$(\beta_{hp})_{\max} = \frac{D_6 \{ D_5 - D_4 (T_H + \xi_{hp} (T_H - T_L)) \}}{(D_5 - D_4 T_H) (D_6 - D_5 T_L)} \quad (6.40)$$

burada

$$D_6 = C_R (D_5 - D_4 T_H) + D_5 I_{\Delta S}$$

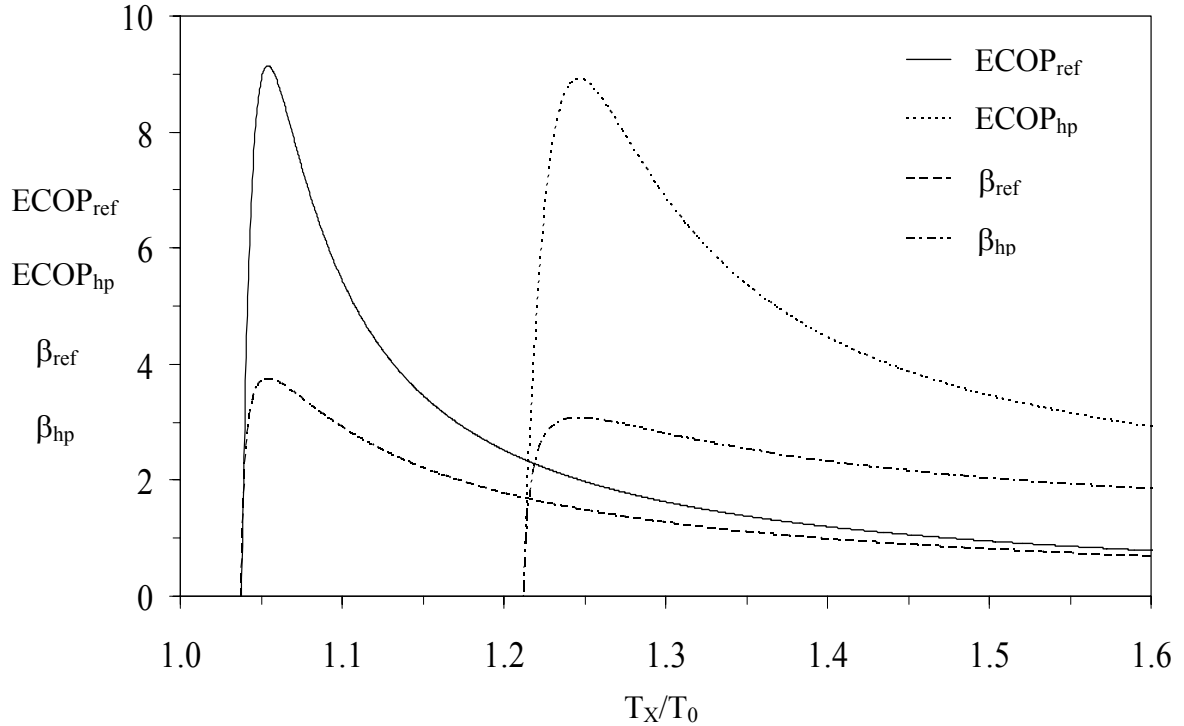
olarak tanımlanmıştır. Denklem (6.38) ve (6.39) denklem (6.4) ve (6.14)'de yerine yazılarak maksimum β_{hp} şartlarındaki optimal ısıtma yükü ve optimal entropi üretimi değerleri sırasıyla aşağıdaki gibi elde edilir:

$$(\dot{Q}_H)_{hp}^{\beta \max} = U_H A_H \left\{ \left(\frac{D_5}{D_4} - T_H \right) - \xi_{hp} (T_H - T_L) \right\} \quad (6.41)$$

$$(\dot{S}_g)_{hp}^{\beta \max} = U_H A_H \left\{ \left(\frac{C_1}{T_0} - 1 \right) + \left(\frac{D_5}{D_4 T_H} \right) + \left(\frac{D_4 T_H - D_5}{D_6} \right) \right\}. \quad (6.42)$$

6.3 Sonuçlar ve Tartışma

Soğutma makinaları ve ısı pompaları için yapılan klasik performans analizlerinde ana kriter olarak performans katsayısı ($\beta_{ref} = \dot{Q}_L / \dot{W}_{in}$, $\beta_{hp} = \dot{Q}_H / \dot{W}_{in}$) kullanılır. Performans katsayısı, belirli bir miktar soğutma/ısıtma yükünü üretirken verilmesi gerekli güç miktarı hakkında bilgi verir. Soğutma makinaları ve ısı pompaları için yapılan performans analizlerinde çevresel etkileri dikkate almak amacıyla ilave bir performans kriterine ihtiyaç duyulmuştur. Bu nedenle çevresel etkileri dikkate almak amacıyla, soğutma makinaları için $ECOP_{ref} = \dot{Q}_L / T_0 \dot{S}_{g,ref}$ ve ısı pompaları için $ECOP_{hp} = \dot{Q}_H / T_0 \dot{S}_{g,hp}$ şeklinde yeni bir performans kriteri tanımlanmıştır. Ayrıca ECOP fonksiyonu belirli bir soğutma/ısıtma yükünü üretirken oluşacak entropi üretimi (kayıp kullanılabilir enerji) hakkında bilgi vermektedir. Bu bağlamda soğutma makinaları ve ısı pompaları için yapılacak gerçekçi bir optimizasyonda β ve ECOP amaç fonksiyonları birlikte değerlendirilmelidir.



Şekil 6.4. Soğutma makinaları ve ısı pompaları için ECOP ve β amaç fonksiyonlarının T_X/T_0 ile değişimi ($T_0=290$ K, $I_{\Delta S}=1.02$, $\xi_{hp}=\xi_{ref}=0.02$, Soğutma makinaları için $T_H=300$ K, $T_L=260$ K; Isı pompaları için $T_H=350$ K, $T_L=273$ K)

Şekil 6.4’de soğutma makinası ve ısı pompasına ait ECOP ve β amaç fonksiyonlarının boyutsuz sıcak iş akışkanı (T_X/T_0) ile değişimi görülmektedir. Bu şekilden elde edilen en önemli sonuç, fonksiyonel formları farklı olmasına rağmen maksimum ECOP ve β şartlarının çakışması olmuştur. Maksimum ECOP ve β şartlarından aynı performans değerlerinin elde edilmesi, beklenen ve mantıklı bir sonuçtur. Çünkü belirli bir soğutma/ısıtma yükü değeri için maksimum β şartları, minimum güç harcama ve buna bağlı olarak minimum çevresel etki durumunda elde edilir. Maksimum ECOP şartlarının, maksimum β şartlarıyla çakışması tanımlanmış olan ekolojik amaç fonksiyonunun (ECOP) çevresel etkileri doğru olarak değerlendirdiğini göstermektedir. Maksimum ECOP ve β şartlarındaki performans parametrelerinin analitik çözüm sonuçlarının da aynı olduğu görülmüştür. ECOP ve performans katsayısı arasındaki ilişki soğutma makinası için

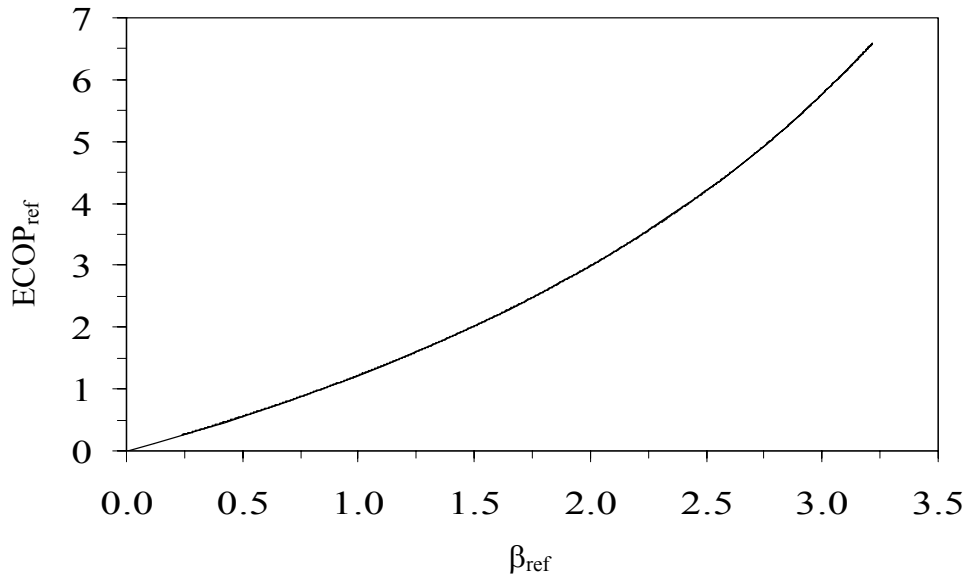
$$ECOP_{ref} = \frac{T_H \beta_{ref}}{T_0 \{\beta_{ref} (1 - \tau) + 1\}} \quad (6.43)$$

ve ısı pompası için

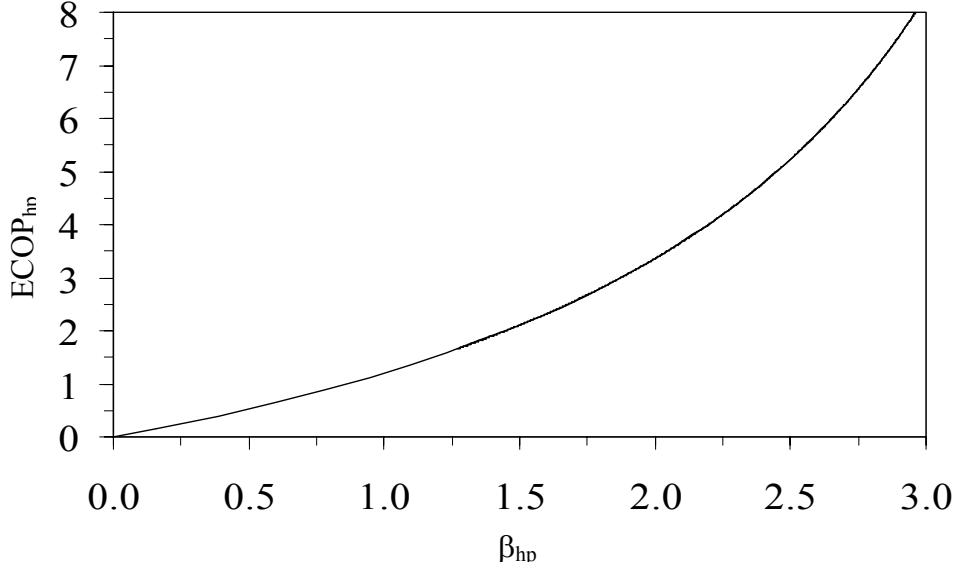
$$ECOP_{hp} = \frac{T_H \beta_{hp}}{T_0 \{\beta_{hp} (1 - \tau) + \tau\}} \quad (6.44)$$

olmaktadır. Ayrıca soğutma makinası ve ısı pompalarının ECOP performansları arasındaki ilişki yazılacak olursa aşağıdaki gibi elde edilir:

$$ECOP_{ref} = \frac{T_H (ECOP_{hp} \{T_0 (1 - \tau) + \tau\} - T_H)}{\tau T_0 (T_H + ECOP_{hp} (\tau - 1)(T_0 - 1))} \quad (6.45)$$



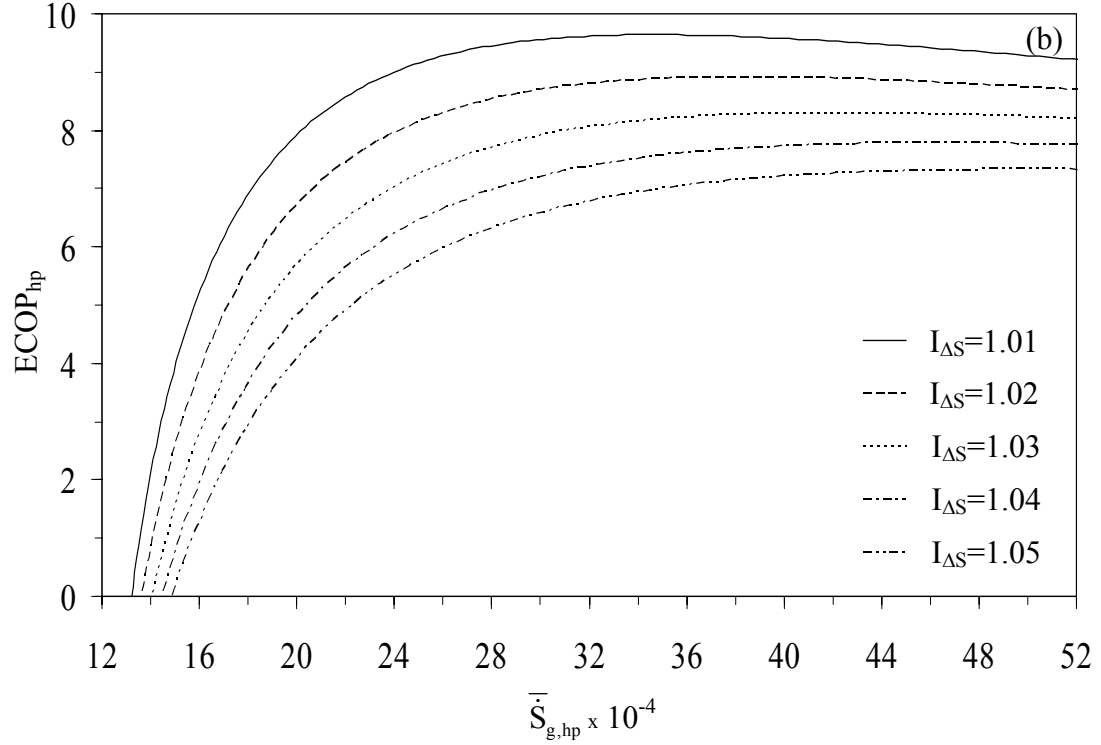
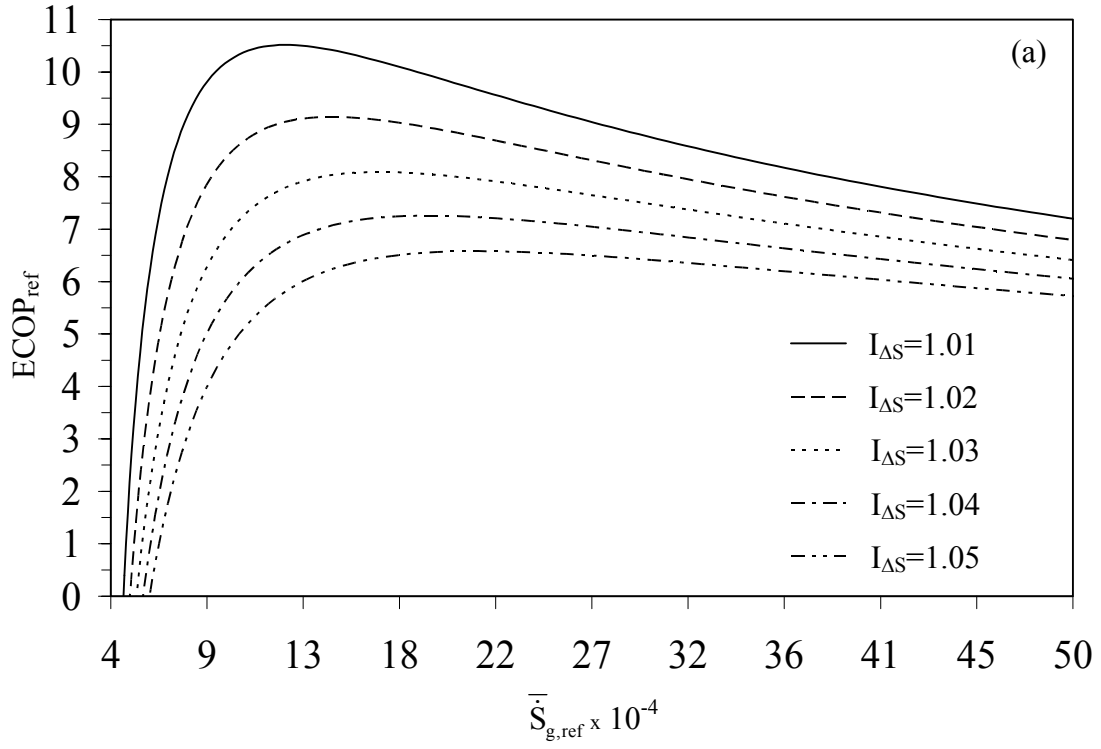
Şekil 6.5. $ECOP_{ref}$ amaç fonksiyonunun β_{ref} ile değişimi ($T_H=300$ K, $T_L=260$ K, $T_0=290$ K, $I_{\Delta S}=1.02$, $\xi_{ref}=0.02$)



Şekil 6.6. $ECOP_{hp}$ amaç fonksiyonunun β_{hp} ile değişimi ($T_H=350$ K, $T_L=273$ K, $T_0=290$ K, $I_{\Delta S}=1.02$, $\xi_{hp}=0.02$)

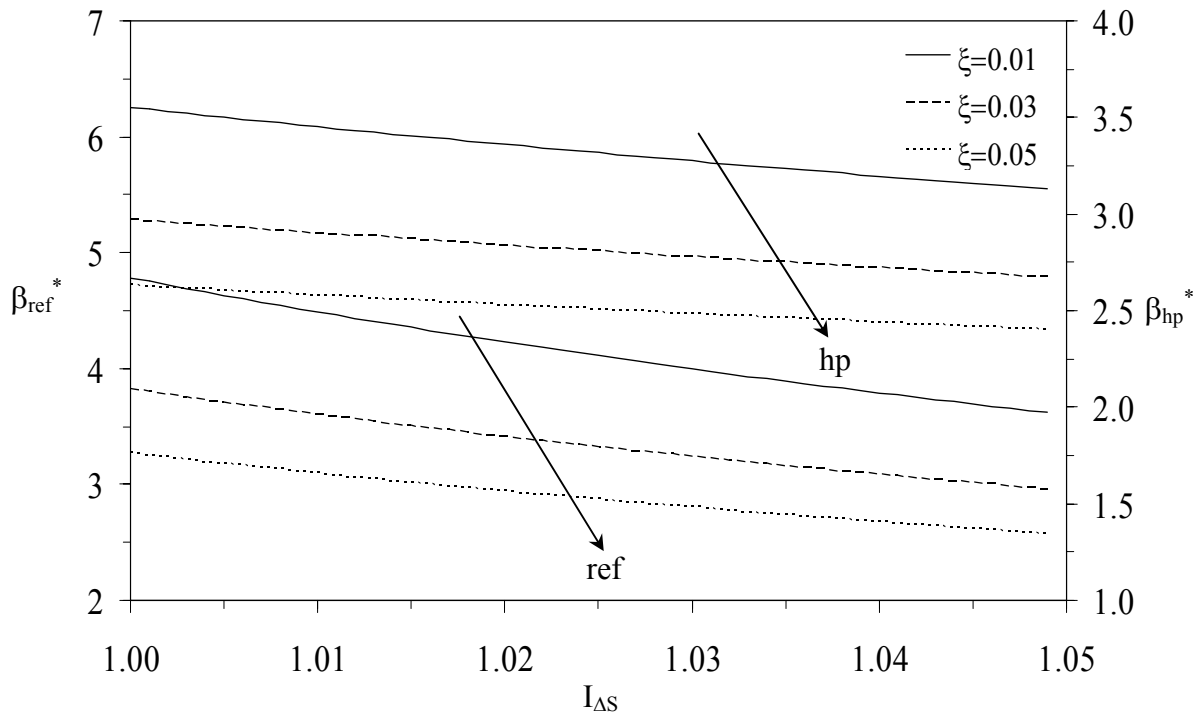
ECOP fonksiyonunun performans katsayısı ile değişimi soğutma makinası için Şekil 6.5 ve ısı pompası için Şekil 6.6'da verilmiştir. Performans katsayısı arttıkça, ECOP fonksiyonu da artış göstermektedir. ECOP fonksiyonu ile performans katsayısı, optimum termodinamik şartlar yönünden aynı sonuçları vermelerine rağmen farklı anlamları içermektedir. ECOP fonksiyonu belirli bir miktar soğutma/ısıtma yükünü üretirken oluşacak entropi üretimi (kayıp kullanılabilir enerji) hakkında bilgi verirken, performans katsayısı ise aynı miktar soğutma/ısıtma yükünü üretmek için gerekli güç tüketimi hakkında bilgi vermektedir.

Soğutma makinası ve ısı pompalarında denklem (6.14), (6.16) ve (6.31), denklem (6.10)'da verilen ikinci kanun kısıtı ile birlikte kullanılarak; ECOP amaç fonksiyonunun boyutsuz entropi üretimi ($\bar{\dot{S}}_{g,ref} = \dot{S}_{g,ref} / U_L A_L$, $\bar{\dot{S}}_{g,hp} = \dot{S}_{g,hp} / U_H A_H$) ile değişimi değişik iç tersinmezlik parametresi ($I_{\Delta S}$) değerleri için Şekil 6.7 (a) ve (b)'de gösterilmiştir. İç tersinmezlik parametresinin artışıyla ECOP performansı azalırken, maksimum ECOP şartlarındaki entropi üretimi ise artmaktadır.

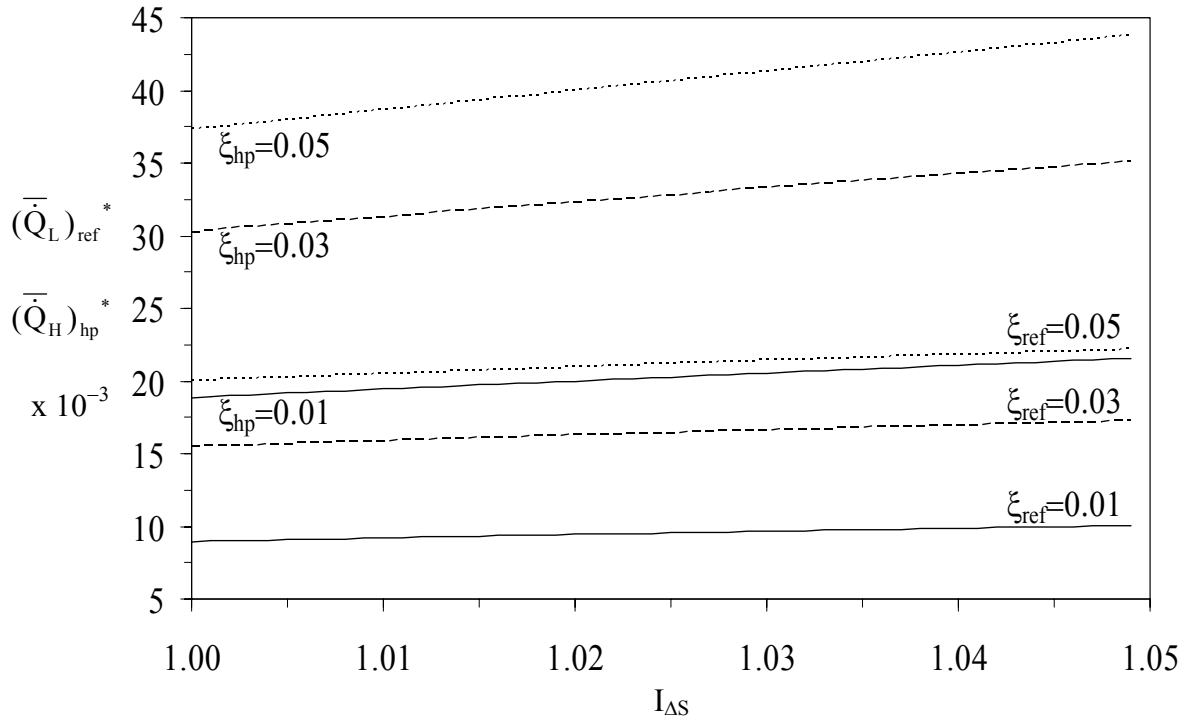


Şekil 6.7 ECOP amaç fonksiyonunun, soğutma makinaları (a); ve ısı pompaları (b); için boyutsuz entropi üretimi ile değişimi ($T_0=290$ K, $I_{\Delta S}=1.02$, $\xi_{hp}=\xi_{ref}=0.02$, Soğutma makinaları için $T_H=300$ K, $T_L=260$ K; Isı pompaları için $T_H=350$ K, $T_L=273$ K)

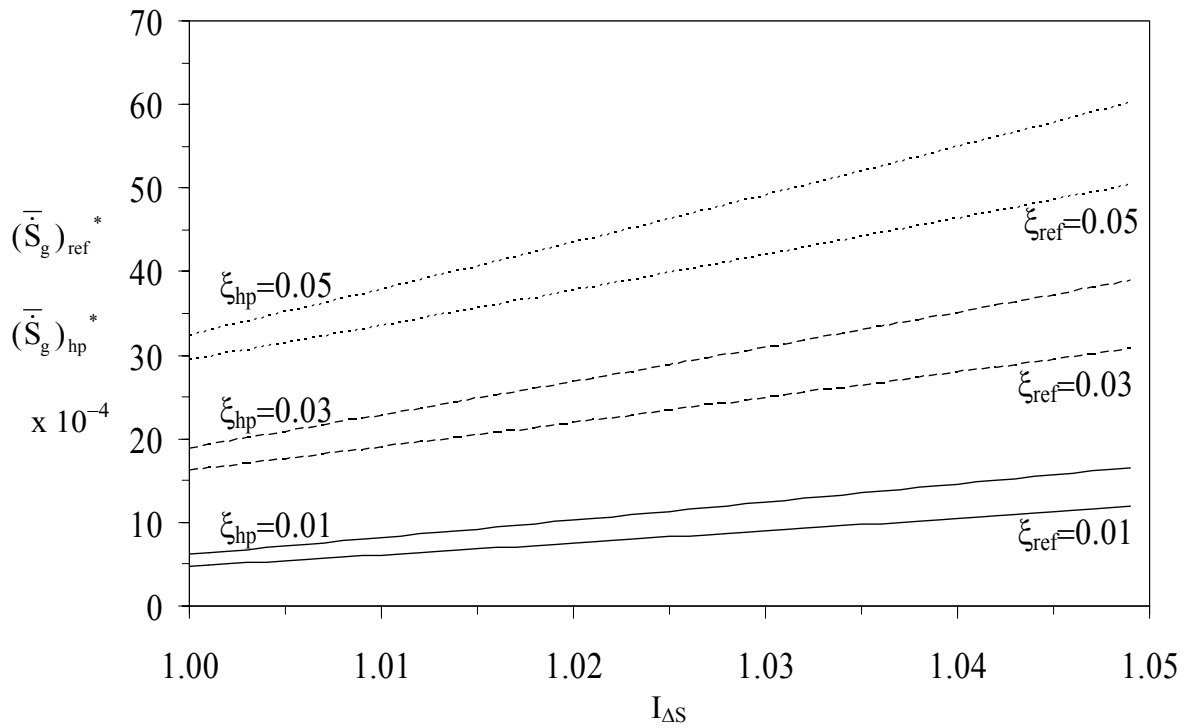
Maksimum ECOP şartlarındaki performans katsayılarının $[(\beta_{\text{ref}})^*, (\beta_{\text{hp}})^*]$, boyutsuz soğutma/ısıtma yüklerinin $[(\bar{Q}_L)_{\text{ref}}^* = (\dot{Q}_L)_{\text{ref}}^* / (T_0 U_L A_L), (\bar{Q}_H)_{\text{hp}}^* = (\dot{Q}_H)_{\text{hp}}^* / (T_0 U_H A_H)]$ ve boyutsuz entropi üretimlerinin iç tersinmezlik parametresi ($I_{\Delta S}$) ile değişik ısı kaçağı parametresi (ξ) değerleri için değişimi Şekil 6.8, 6.9 ve 6.10'da verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere $I_{\Delta S}$ ve ξ 'in artışı optimal performans katsayılarını azaltıcı yönde etki yaparken optimal soğutma/ısıtma yüklerini ve optimal entropi üretimlerini artırıcı yönde etki yapmaktadır.



Şekil 6.8 ECOP_{max} şartlarındaki optimal performans katsayılarının, değişik ısı kaçağı parametresi değerlerinde $I_{\Delta S}$ ile değişimi ($T_0=290$ K, Soğutma makinaları için $T_H=300$ K, $T_L=260$ K; Isı pompaları için $T_H=350$ K, $T_L=273$ K)



Şekil 6.9 $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal boyutsuz soğutma ve ısıtma yüklerinin, değişik ısı kaçağı parametresi değerlerinde I_{AS} ile değişimi ($T_0=290$ K, Soğutma makinaları için $T_H=300$ K, $T_L=260$ K; Isı pompaları için $T_H=350$ K, $T_L=273$ K)



Şekil 6.10 $ECOP_{max}$ şartlarındaki optimal boyutsuz entropi üretimlerinin, değişik ısı kaçağı parametresi değerlerinde I_{AS} ile değişimi ($T_0=290$ K, Soğutma makinaları için $T_H=300$ K, $T_L=260$ K; Isı pompaları için $T_H=350$ K, $T_L=273$ K)

7. GENEL SONUÇ

Enerji üretim sistemlerinin çevre üzerindeki etkilerinin incelenmesi yakıt tüketiminin artması ile son zamanlarda önem kazanmaktadır. Bu sistemlerin çevresel etkilerini incelemek üzere çeşitli analiz yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden biri de ekolojik performans analizidir. Enerji üretim sistemlerinin maksimum ekolojik amaç fonksiyonu kullanılarak optimizasyonu, doğal kaynakların korunması açısından da önem taşımaktadır. Buna bağlı olarak, talep edilen güç üretilirken çevreyi en az kirletecek şekilde optimum bir sistem dizaynının yapılması gerekmektedir. Literatürde yer alan ekolojik amaç fonksiyonuna dayalı optimizasyon sonuçları incelendiğinde, var olan ekolojik performans kriterlerinin eksiklikleri olduğu tespit edilmiştir. Bundan dolayı sistem ile çevresi arasındaki etkileşimi daha iyi değerlendirebilecek yeni bir ekolojik performans kriteri tanımlama zorunluluğu doğmaktadır. Bu amaçla termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu birleştiren, Ekolojik Performans Katsayısı (ECOP) adını verdiğimiz ve güç çıktısının kayıp kullanılabilir enerjiye oranı şeklinde tanımlanan yeni bir kriter önerilmiştir ($ECOP = \dot{W} / T_0 \dot{S}_g$). Bu çalışmada tanıtılmış olan ekolojik amaç fonksiyonu kullanılarak, farklı enerji üretim sistemleri için sonlu zaman termodinamiği teorisi çerçevesinde literatürde yer alan ekolojik fonksiyon kriteri ile birlikte mukayeseli bir performans analizi ve optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Her bir enerji üretim sistemi için elde edilen sonuçlar ilgili bölümde detaylı olarak verilerek tartışılmıştır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde ECOP kriteri; güç çıktısı yönünden hafif bir dezavantaj göstermesine rağmen, ısı verim ve entropi üretimi yönünden önemli avantajlar sağlamaktadır. Bu çalışmada ECOP kriterine dayalı ekolojik performans analizi ve optimizasyonu sonuçlarına göre yapılacak bir tasarımın güç, ısı verim ve entropi üretimi yönünden en uygun performansı sağladığı teorik olarak gösterilmiştir.

KAYNAKLAR

- Agnew, B., Anderson, A. ve Frost, T.H., (1997), "Optimisation of a Steady-Flow Carnot Cycle with External Irreversibilities for Maximum Specific Output", *Appl Therm Engineering*, 1(1):3–15.
- Ait-Ali, M.A., (1995), "Maximum Power and Thermal Efficiency of an Irreversible Power Cycle", *J Appl Phys.*, 7(7):4313–4318.
- Aizenbud, B.M., Band, Y.B. ve Kafri, O., (1982), "Optimization of a Model Internal Combustion Engine", *J. Appl. Phys.*, 53(3):1277-1282.
- Akash, B.A., (2001), "Effect of Heat Transfer on the Performance of an Air-Standard Diesel Cycle", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 28(1):87-95.
- Al-Sarkhi, A., Akash, B.A., Jaber, J.O., Mohsen, M.S. ve Abu-Nada, E., (2002), "Efficiency of Miller Engine at Maximum Power Density", *Int Comm Heat Mass Transfer*, 29(8):1157-1159.
- Andresen, B. ve Gordon, J.M., (1992), "Optimal Paths for Minimizing Entropy Generation in a Common Class of Finite-time Heating and Cooling Processes", *Int J Heat Fluid Flow*, 13(3):294–299.
- Andresen, B., Berry, R.S., Nitzan, A. ve Salamon, P., (1977), "Thermodynamics in Finite-time. I. The Step Carnot Cycle", *Phys Rev A*, 15:2086–2093.
- Andresen, B., Salamon, P. ve Berry, R.S., (1977), "Thermodynamics in Finite-time: Extremals for Imperfect Heat Engines", *J Chem Phys.*, 66(4):1571–1577.
- Angulo-Brown, F. ve Arias-Hernandez, L.A., (2001), "Reply to "Comment on 'A General Property of Endoreversible Thermal Engines'"", *J. Appl. Phys.*, 89(2):1520-1521.
- Angulo-Brown, F., (1991), "An Ecological Optimization Criterion for Finite-Time Heat Engines", *Journal of Appl. Phys.*, 69: 7465-7469.
- Angulo-Brown, F., Arias-Hernandez, L.A. ve Paez-Hernandez, R., (1999), "A General Property of Non-endoreversible Thermal Cycles", *J. Phys.: D Appl. Phys.*, 32:1415-1420.
- Angulo-Brown, F., Fernandez-Betanzos, J. ve Diaz-Pico, C.A. (1994), "Compression Ratio of an Optimized Air-Standard Otto Cycle Model", *Eur J Phys.*, 15:38-42.
- Angulo-Brown, F., Parga, G.A. ve Arias-Hernandez, L.A., (2002), "A Variational Approach to Ecological-type Optimization Criteria for Finite-time Thermal Engine Models", *J. Phys.: D Appl. Phys.*, 35:1089-1093.
- Angulo-Brown, F., Rocha-Martinez, J.A. ve Navarrete-Gonzalez, T.D., (1996), "A Non-endoreversible Otto Cycle Model: Improving Power Output and Efficiency", *J Phys D: Appl Phys.*, 29:80-83.
- Aragon-Gonzalez, G., Canales-Palma, A. ve Leon-Galicia, A., (2000), "Maximum Irreversible Work and Efficiency in Power Cycles", *J Phys D: Appl Phys.*, 33:1403-1409.
- Arias-Hernandez, L.A. ve Angulo-Brown, F., (1997), "A General Property of Endoreversible Thermal Engines", *J. Applied Physics*, 81(7):2973-2979.
- Badescu, V., (1996), "Optimum Design and Operation of a Dynamic Solar Power System", *Energy Convers Mgmt*, 37(2):151–160.
- Bejan, A. (1997), *Advanced Engineering Thermodynamics*. 2nd ed, Wiley: New York.
- Bejan, A., (1982), *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*, Wiley: New York.

- Bejan, A., (1988), "Theory of Heat-Transfer Irreversible Power-Plants", *Int J Heat Mass Transm*, 31(6):1211–1219.
- Bejan, A., (1989), "Theory of Heat Transfer-Irrversible Refrigeration Plants", *Int J Heat Transfer*, 32;1631-1639.
- Bejan, A., (1996), "Entropy Generation Minimization: The New Thermodynamics of Finite-Size Devices and Finite-Time Processes", *Applied Physics Reviews*, 79: 1191-1218.
- Bejan, A., (1999), "Thermodynamic Optimization Alternatives: Minimization of Physical Size Subject to Fixed Power", *Int J Energy Res.*, 23:1111–1121.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., (1995), *Thermal Design and Optimization*, Wiley: New York.
- Bhattacharyya, S., (2000), "Optimizing an Irreversible Diesel Cycle: Fine Tuning of Compression Ratio and Cut-Off Ratio", *Energy Convers Mgmt.*, 41:847-854.
- Blank, D.A. ve Wu, C., (1993), "The Effect of Combustion on a Power-Optimized Endoreversible Diesel Cycle", *Energy Convers Mgmt.*, 3(6):493-498.
- Blank, D.A., (1999), "Analysis of a Combined Law Power-Optimized Open Joule–Brayton Heat Engine Cycle with a Finite Interactive Heat Source", *J Phys D: Appl Phys.*, 32:769–776.
- Burzler, M.J. ve Hoffman, K.H., (2000), *Optimal Piston Paths for Diesel Engines*. In: Sienuitycz S, de Vos A, editors. *Thermodynamics of energy conversion and transport*, New York: Springer.
- Carnot, S., (1824), "Reflections on the Motive Power of Fire", Paris: Bachelier.
- Castans, M., (1976), "Bases físicas del Aprovechamiento de la Energía", *solar Revista Geofis*, 35:127–139.
- Chambadal, P., (1957) *Les Centrales Nucleaires* Armand Colin, Paris: pp.41-58.
- Chen, J., (1994), "The Maximum Power Output and Maximum Efficiency of an Irreversible Carnot Heat Engine", *J Phys D:Appl Phys.*, 27:1144–1149.
- Chen, J., Chen, X. ve Wu, C., (2002), "Ecological Optimization of a Multi-Stage Irreversible Combined Refrigeration System", *Energy Conversion and Management*, 43;2379-2393.
- Chen, J., Wu, C. ve Kiang, R.L., (1996), "Maximum Specific Power Output of an Irreversible Radiant Heat Engine", *Energy Convers Mgmt.*, 37:17–22.
- Chen, L. ve Yan, Z., (1989), "The Effect of Heat-Transfer Law on Performance of a Two-Heat-Source Endoreversible Cycle", *J Chem Phys.*, 9(7):3740–3743.
- Chen, L., Lin, J., Wu, C. ve Sun, F., (1998), "Efficiency of an Atkinson Engine at Maximum Power-Density", *Energy Convers. Mgmt.*, 39(3/4):337-341.
- Chen, L., Sun, F., Wu, C. ve Kiang, R.L., (1997), "Theoretical analysis of the performance of a regenerative closed Brayton cycle with internal irreversibilities", *Energy Conversion and Management*, 38(9):871-877.
- Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (1997), "Influence of Internal Heat Leak on the Power Versus Efficiency Characteristics of Heat Engines", *Energy Convers Mgmt.*, 38:1501–1507.
- Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (1998), "Optimal Expansion of a Heated Working-Fluid with a Linear Phenomenological Heat-Transfer", *Energy Convers Mgmt.*, 39(3/4):149-156.
- Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (2004), "Maximum-Profit Performance for Generalized Irreversible Carnot-Engines", *Applied Energy*, 79:15-25.

- Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (2004), "Optimal Performance of an Irreversible Dual Cycle", *Applied Energy*, 79(1):3-14.
- Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (1996) "Generalised Model of a Real Heat Engine and its Performance", *J Inst Energy*, 69:214–222.
- Chen, L., Sun, F., Wu, C. ve Kiang, R.L., (1997), "Theoretical Analysis of the Performance of a Regenerative Closed Brayton Cycle with Internal Irreversibilities", *Energy Conversion and Management*, 38(9):871-877.
- Chen, L., Wang, W., Sun, F. ve Wu, C., (2004), "Closed Intercooled Regenerator Brayton-Cycle with Constant-Temperature Heat-Reservoirs", *Applied Energy*, 77(4):429-446.
- Chen, L., Wu, C. ve Sun, F., (1999), "Finite Time Thermodynamic Optimization or Entropy Generation Minimization of Energy Systems", *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*, 24: 327-359.
- Chen, L., Wu, C., Sun, F. ve Cao, S., (1998), "Heat Transfer Effects on the Net Work Output and Efficiency Characteristics for an Air-Standard Otto Cycle", *Energy Convers Mgmt.*, 39(7):643-648.
- Chen, L., Zeng, F. ve Wu, C., (1996), "Heat Transfer Effects on Net Work and/or Power as Functions of Efficiency for Air-Standard Diesel Cycles", *Energy*, 21(12):1201-1205.
- Chen, L., Zheng, J.L., Sun, F. ve Wu, C., (2001), "Power Density Analysis and Optimization of a Regenerated Closed Variable-Temperature Heat Reservoir Brayton Cycle", *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 3(11):1727-1739.
- Chen, L., Zheng, J.L., Sun, F.R. ve Wu, C., (2001), "Optimum Distribution of Heat Exchanger Inventory for Power Density Optimization of an Endoreversible Closed Brayton Cycle", *J Phys D: Appl Phys.*, 3(3):422–427.
- Chen, L., Zheng, J.L., Sun, F.R. ve Wu, C., (2002), "Performance Comparison of an Endoreversible Closed Variable Temperature Heat Reservoir Brayton Cycle Under Maximum Power Density and Maximum Power Conditions", *Energy Convers Mgmt.*, 4(1):33–43.
- Chen, L., Zheng, J.L., Sun, F.R. ve Wu, C., (2002), "Performance Comparison of an Irreversible Closed Brayton Cycle Under Maximum Power Density and Maximum Power Conditions", *Exergy-an International Journal*, 2:345–351.
- Chen, L., Zheng, T., Sun, F. ve Wu, C., (2003), "The Power and Efficiency Characteristics for an Irreversible Otto Cycle", *Int J Ambient Energy*, 24(4):195-200.
- Chen, L., Zhou, J., Sun, F. ve Wu, C., (2004), "Ecological Optimization for Generalized Irreversible Carnot Engines", *Applied Energy*, 77:327-338.
- Chen, L., Zhu, X., Sun, F. ve Wu, C., (2004), "Optimal Configuration and Performance for a Generalized Carnot Cycle Assuming the Heat Transfer Law $Q \propto (\Delta T)^m$ ", *Applied Energy*, 78:305-313.
- Chen, L.G., Lin, J.X., Luo, J., Sun, F. ve Wu, C. (2002), "Friction Effect on the Characteristic Performance of Diesel Engines", *Int J Energy Res.*, 2(11):965-971.
- Chen, X.Y., (1997), "Optimization of the Dual Cycle Considering the Effect of Combustion on Power", *Energy Convers Mgmt.*, 3(4):371-376.
- Cheng, C.Y. ve Chen, C.K., (1996), "Power Optimization of an Endoreversible Regenerative Brayton Cycle", *Energy*, 21:241-247.
- Cheng, C.Y. ve Chen, C.K., (1997), "Power Optimization of an Irreversible Brayton Heat Engine", *Energy Sources*, 1(5):461–474.

- Cheng, C.Y. ve Chen, C.K., (1997), "The Ecological Optimization of an Irreversible Carnot Heat Engine", *Journal of Physics D: Applied Physics*, 30: 1602-1609.
- Cheng, C.Y. ve Chen, C.K., (1998), "Ecological Optimization of an Endoreversible Brayton Cycle", *Energy Conversion and Management*, 39: 33-44.
- Cheng, C.Y. ve Chen, C.K., (1999), "Ecological Optimization of an Irreversible Brayton Heat Engine", *Journal of Physics D: Applied Physics*, 32: 350-357.
- Cheng, C.Y. ve Chen, C.K., (2000), "Maximum Power of an Endoreversible Intercooled Brayton Cycle", *Int J Energy Res.*, 2(6):485-494.
- Curzon, F.L. ve Ahlborn, B., (1975), "Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output", *Am. J. Phys.*, 43: 22-24.
- De Mey, G. ve De Vos, A., (1994), "On the Optimum Efficiency of Endoreversible Thermodynamic Processes", *J Phys D: Appl Phys.*, 27:736-739.
- De Vos, A. ve Pauwels, H., (1981), "On the Thermodynamic Limit of Photovoltaic Energy Conversion", *J Appl Phys.*, 25(2):119-125.
- DeVos, A., (1985), "Efficiency of Some Heat Engines at Maximum Power Conditions", *Am J Phys.*, 5:570-573.
- Durmayaz, A., Söğüt, O.S., Şahin, B. ve Yavuz, H., (2004), "Optimization of Thermal Systems Based on Finite-time Thermodynamics and Thermoeconomics", *Progress in Energy and Combustion Science*, 30:175-217.
- Erbay, B., Göktun, S. ve Yavuz, H., (2001), "Optimal Design of the Regenerative Gas Turbine Engine with Isothermal Heat Addition", *Applied Energy*, 6(3):249-264.
- Erbay, L.B. ve Yavuz, H., (1997), "An Analysis of an Endoreversible Heat Engine with Combined Heat Transfer", *J Phys D: Appl Phys.*, 30:2841-2847.
- Fischer, A. ve Hoffman, K.H., (2004), "Can a Quantitative Simulation of an Otto Engine be Accurately Rendered by a Simple Novikov Model with a Heat Leak?", *J Non-Equilib Thermodyn.*, 29(1):9-28.
- Gandhidasan, P., (1993), "Thermodynamic Analysis of a Closed-Cycle, Solar Gas Turbine Plant", *Energy Convers Mgmt.*, 3(8):657-661.
- Ge, Y., Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (2005), "Reciprocating Heat-Engine Cycles", *Applied Energy*, 81(4):397-408.
- Göktun, S. ve Yavuz, H., (1999), "Thermal Efficiency of Regenerative Brayton Cycle with Isothermal Heat Addition", *Energy Conversion and Management*, 40:1259-1266.
- Göktun, S., (1996), "Finite-time Optimization of a Solar-Driven Heat Engine", *Solar Energy*, 5(6):617-620.
- Göktun, S., Özkaynak, S. ve Yavuz, H., (1993), "Design Parameters of a Radiative Heat Engine", *Energy*, 1(6):651-655.
- Gordon, J.M. ve Huleihil, M., (1991), "On Optimizing Maximum-Power Heat Engines", *Am J Phys.*, 6(1):1-7.
- Gordon, J.M. ve Huleihil, M., (1992), "General Performance Characteristics of Real Heat Engines", *J Appl Phys.*, 7(3):829-837.
- Gordon, J.M., (1988), "On Optimized Solar-Driven Heat Engines", *Solar Energy*, 40(5):457-461.

- Gordon, J.M., (1989), "Maximum Power Point Characteristics of Heat Engines as a General Thermodynamic Problem", *Am J Phys.*, 57(12):1136–1142.
- Gordon, J.M., (1990), "Observations on Efficiency of Heat Engines Operating at Maximum Power", *Am J Phys.*, 58(4):370–375.
- Gutkiewicz-Krusin, D., Procaccia, I. ve Ross, J., (1978), "On the Efficiency of Rate Processes", *Power and efficiency of heat engines, J Chem Phys.*, 69(9):3898–3906.
- Hernandez, A.C., Medina, A. ve Roco, J.M.M., (1995), "Power and Efficiency in a Regenerative Gas Turbine", *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 28:2020-2023.
- Hernandez, A.C., Medina, A., Roco, J.M.M. ve Velasco, S., (1995), "On an Irreversible Air-Standard Otto Cycle Model", *Eur J Phys.*, 16:73-75.
- Hernandez, A.C., Roco, J.M.M. ve Medina, A., (1996), "Power and Efficiency in a Regenerative Gas-Turbine Cycle with Multiple Reheating and Intercooling Stages", *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 2(6):1462-1468.
- Hoffman, K.H., Watowich, S.J. ve Berry, R.S., (1985), "Optimal Paths for Thermodynamic Systems: the Ideal Diesel Cycle", *J. Appl. Phys.*, 58(6):2125-2134.
- Huang, Y.C., Hung, C.I. ve Chen, C.K., (2000), "An Ecological Exergy Analysis for an Irreversible Brayton Engine with an External Heat Source", *Proc Inst Mech Engrs A, J Power* 21(A5):413–421.
- Ibrahim, O.M., Klein, S.A. ve Mitchell, J.W., (1991), "Optimum Heat Power Cycles for Specified Boundary-Conditions", *J Engng Gas Turbines Power*, 11(4):514–521.
- Jeter, S., (1981), "Maximum Conversion Efficiency for the Utilization of Direct Solar Radiation", *Solar Energy*, 26(3):231–236.
- Joule, J.P., (1963), "Joule's scientific papers", London: Dawson of Pall Mall, 1:331.
- Kaushik, S.C., Tyagi, S.K. ve Singhal, M.K., (2003), "Parametric Study of an Irreversible Regenerative Brayton Cycle with Isothermal Heat Addition", *Energy Conversion and Management*, 44:2013-2025.
- Khaliq, A. ve Kumar, R., (2005), "Finite-time Heat-Transfer Analysis and Ecological Optimization of an Endoreversible and Regenerative Gas-Turbine Power-Cycle", *Applied Energy*, 81:73-84.
- Klein, S.A., (1991), "An Explanation for Observed Compression Ratios in Internal Combustion Engines", *Trans. ASME J Engng Gas Turbine Pow.*, 113(4):511-513.
- Kodal, A., Şahin, B. ve Yılmaz, T., (2000), "A Comparative Performance Analysis of Irreversible Carnot Heat Engines Under Maximum Power Density and Maximum Power Conditions", *Energy Convers Mgmt.*, 41:235–248.
- Leff, H.S., (1987), "Thermal Efficiency at Maximum Work Output: New Results for Old Heat Engines", *Am J Phys.*, 55(7):602–610.
- Lin, J., Chen, L., Wu, C. ve Sun, F., (1999), "Finite-time Thermodynamic Performance of a Dual Cycle", *Int J Energy Res.*, 23(9):765-772.
- Medina, A., Roco, J.M.M. ve Hernandez, A.C., (1996), "Regenerative Gas Turbines at Maximum Power Density Conditions", *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 29:2802-2805.
- Moukalled, F., Nuwayhid, R.Y. ve Fattal, S., (1996), "A Universal Model for Studying the Performance of Carnot-like Engines at Maximum Power Conditions", *Int J Energy Res.*, 20:203–214.

- Moukalled, F., Nuwayhid, R.Y. ve Noueihed, N., (1995), "The Efficiency of Endoreversible Heat Engines with Heat Leak", *Int J Energy Res.*, 19:377–389.
- Mozurkewich, M. ve Berry, R.S., (1982), "Optimal Paths for Thermodynamic Systems: The Ideal Otto Cycle", *J. Appl. Phys.*, 53(1):34-42.
- Novikov, I.I., *Atommaya Energiya* 3 (1957) 409. in English Translation:, *J. Nuclear Energy II* 1958; 7: 125.
- Nulton, J.D., Salamon, P. ve Pathria, R.K., (1993), "Canot-like Processes in Finite-time", I. Theoretical Limits. *Am J Phys.*, 61(10):911–916.
- Ondrechen, M.J., Rubin, M.H. ve Band, Y.B., (1983), "The Generalized Carnot Cycle: a Working Fluid Operating in Finite-time Between Finite Heat Sources and Sinks", *J Chem Phys.* 78(7):4721–4727.
- Orlov, V.N. ve Berry, R.S. (1993), "Power and Efficiency Limits for Internal-Combustion Engines via Methods of Finite-time Thermodynamics", *J. Appl. Phys.*, 74(10):4317-4322.
- Orlov, V.N., (1985), "Optimum Irreversible Carnot Cycle Containing Three Isotherms", *Sov Phys Dokl*, 30:506–508.
- Özkaynak, S., Göktun, S. ve Yavuz, H., (1994), "Finite-time Analysis of a Radiative Heat Engine with Internal Irreversibility", *J Phys D:Appl Phys.*, 27:1139–1143.
- Pathria, R.K., Nulton, J.D. ve Salamon, P., (1993), "Canot-like Processes in Finite-time", II. Applications to Model Cycles. *Am J Phys.*, 61(10):916–924.
- Qin, X., Chen, L. ve Sun, F., (2004), "The Universal Power and Efficiency Characteristics for Irreversible Reciprocating Heat-Engine Cycles", *Eur J Phys.*, 24(4):359-366.
- Rebhan, E. ve Ahlborn, B., (1987), "Frequency-Dependent Performance of a Nonideal Carnot Engine", *Am J Phys.*, 55(5):423–428.
- Roco, J.M.M., Velasco, S., Medina, A. ve Hernandez, A.C., (1997), "Optimum Performance of a Regenerative Brayton Thermal Cycle", *J. Appl. Phys.*, 82:2735-2741.
- Rubin, M.H. ve Andresen, B., (1982), "Optimal Staging of Endoreversible Heat Engines", *J Appl Phys.*, 53(1):1–7.
- Rubin, M.H., (1979), "Optimal Configuration of a Class of Irreversible Heat Engines", I. *Phys Rev A*, 19(3):1272–1276.
- Rubin, M.H., (1979), "Optimal Configuration of a Class of Irreversible Heat Engines", II. *Phys Rev A*, 19(3):1277–1289.
- Rubin, M.H., (1980), "Optimal Configuration of an Irreversible Heat Engine with Fixed Compression Ratio", *Phys Rev A*, 22(3):1741.
- Şahin, A.Z., (2000), "Optimum Operating Conditions of Solar Driven Heat Engines", *Energy Convers Mgmt.*, 41:1335–1343.
- Şahin, B., Kesgin, U., Kodal, A. ve Vardar, N., (2002), "Performance Optimization of a New Combined Power Cycle Based on Power Density Analysis of the Dual Cycle", *Energy Convers. Mgmt.*, 43(15):2019-2031.
- Şahin, B., Kodal, A ve Kaya, S.S., (1998), "A Comparative Performance Analysis of Irreversible Regenerative Reheating Joule-Brayton Engines Under Maximum Power Density and Maximum Power Conditions", *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 31:2125-2131.
- Şahin, B., Kodal, A. ve Yavuz, H., (1995), "Efficiency of a Joule–Brayton Engine at Maximum Power-Density", *J Appl Phys.*, 28:1309–1313.

- Şahin, B., Kodal, A. ve Yavuz, H., (1996), "Maximum Power Density for an Endoreversible Carnot Heat Engine", *Energy*, 2(12):1219–1225.
- Şahin, B., Kodal, A., Yilmaz, T., ve Yavuz, H., (1996), "Maximum Power Density Analysis of an Irreversible Joule–Brayton Engine", *J Phys D: Appl Phys.*, 29:1162–1167.
- Şahin, B., Özsoysal, O.A. ve Söğüt, O.S., (2002), "A Comparative Performance Analysis of Endoreversible Dual Cycle Under Maximum Ecological Function and Maximum Power Conditions", *Exergy, an International Journal*, 2:173-185.
- Salah El-Din, M.M., (2001), "Second Law Analysis of Irreversible Heat Engines with Variable Temperature Heat Reservoirs", *Energy Convers Mgmt.*, 42:189–200.
- Salamon, P. ve Nitzan, A., (1981), "Finite-time Optimizations of a Newton's Law Carnot Cycle", *J Chem Phys.*, 74(6):3546–3560.
- Salamon, P., Andresen, B. ve Berry, R.S., (1977), "Thermodynamics in Finite-time", II. Potentials for Finite-time Processes. *Phys Rev A*, 15(5):2094–2102.
- Salamon, P., Nitzan, A., Andresen, B. ve Berry, R.S., (1980), "Minimum Entropy Production and the Optimization of Heat Engines", *Phys Rev A*, 21(6):2115–2129.
- Sevilgen, S.H., (2004), *Enerji Üretim Sistemlerinin Ekserjoekonomik Analizi, Doktora Tezi, Y.T.Ü., İstanbul.*
- Üst, Y., (2001), *Kombine Isı ve Güç Sistemlerinin Performans ve Ekolojik Yönden Etüdü, Yüksek Lisans Tezi, Y.T.Ü., İstanbul.*
- Üst, Y., Safa, A. ve Şahin, B., (2005), "Ecological Performance Analysis of an Endoreversible Regenerative Brayton Heat Engine", *Applied Energy*, 80(3):247-260.
- Vecchiarelli, J., Kawall, J.G. ve Wallace, J.S., (1997), "Analysis of a Concept for Increasing the Efficiency of a Brayton Cycle via Isothermal Heat Addition", *Int J Energy Res.*, 2(2):113–127.
- Wang, W., Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (2002), "The Effect of Friction on the Performance of an Air-Standard Dual Cycle", *Exergy*, 2:340-344.
- Wang, W., Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (2005), "Power Optimization of an Endoreversible Closed Intercooled Regenerative Brayton-Cycle Coupled to Variable-Temperature Heat-Reservoirs", *Applied Energy*, (In press).
- Wang, W., Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (2005), "Power Optimization of an Irreversible Closed Intercooled Regenerated Brayton-Cycle Coupled to Variable-Temperature Heat-Reservoirs", *Applied Thermal Engineering*, 25(8-9):1097-1113.
- Wang, W., Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (2005), "Power Optimization of an Endoreversible Closed Intercooled Regenerated Brayton-Cycle", *International Journal of Thermal Sciences*, 44(1):89-94.
- Wu, C. ve Blank, D.A., (1992), "The Effects of Combustion on a Work-Optimized Endoreversible Otto Cycle", *J Inst Energy*, 6(1):86-89.
- Wu, C. ve Blank, D.A., (1993), "Optimization of the Endoreversible Otto Cycle with Respect to Both Power and Mean Effective Pressure", *Energy Convers Mgmt.*, 3(12):1255-1259.
- Wu, C. ve Kiang, R.L., (1990), "Work and Power Optimization of a Finite-time Brayton Cycle", *Int J Ambient Energy*, 11:129–136.
- Wu, C. ve Kiang, R.L., (1991), "Power Performance of a Nonisentropic Brayton Cycle", *J Engng Gas Turbines Power*, 11(4):501–504.

- Wu, C. ve Kiang, R.L., (1992), "Finite-time Thermodynamic Analysis of a Carnot Engine with Internal Irreversibility", *Energy*, 1(12):1173–1178.
- Wu, C. ve Walker, T.D. (1989), "Finite-time Thermodynamics and its Potential Naval Shipboard Application", *Naval Engrs J*, 101(1):35–39.
- Wu, C., (1988), "Output Power and Efficiency Upper Bound of Real Solar Heat Engines", *Int J Ambient Energy*, 9(17):17–21.
- Wu, C., (1988), "Power Optimization of a Finite-time Carnot Heat Engine", *Energy*, 13(9):681–687.
- Wu, C., (1991), "Power Optimization of an Endoreversible Brayton Gas Heat Engine", *Energy Convers Mgmt.*, 3(6):561–565.
- Wu, C., Chen, L. ve Sun, F., (1996), "Performance of a Regenerative Brayton Heat Engine", *Energy*, 2(2):71-76.
- Wu, C., Kiang, R.L., Lopardo, V.J. ve Karpouzian, G.N., (1993), "Finite-time Thermodynamics and Endoreversible Heat Engines", *Int J Mech Engng Educ*, 21(4):337–346.
- Yan, Z. ve Chen, L., (1990), "Optimal Performance of a Generalized Carnot Cycle for Another Linear Heat Transfer Law", *J Chem Phys.*, 9(3):1994–1998.
- Yan, Z. ve Lin, G., (2000), "Ecological Optimization Criterion for an Irreversible Three-Heat-Source Refrigerator", *Applied Energy*, 66;213-224.
- Yan, Z., (1993), "Comment on an Ecological Optimization Criterion for Finite-Time Heat Engines", *Journal of Applied Physics*, 73: 3583.
- Yan, Z., (2001), "Comment on 'A General Property of Endoreversible Thermal Engines'", *J. Appl. Phys.*, 89(2):1518-1519.
- Zhou, S., Chen, L., Sun, F. ve Wu, C., (2005), "Optimal Performance of a Generalized Irreversible Carnot-Engine", *Applied Energy*, 81:376-387.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 24.04.1976

Doğum yeri Pazar-RİZE

Lise	1990-1993	Denizcilik ve Su Ürünleri Meslek Lisesi Güverte Avlama Bölümü
------	-----------	--

Lisans	1994-1999	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü
--------	-----------	--

Yüksek Lisans	1999-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalı
---------------	-----------	---

Doktora	2001-	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalı
---------	-------	---

Çalıştığı kurum(lar)

1999-Devam ediyor	YTÜ Makine Fakültesi Gemi İnşaatı Müh. Bölümü Araştırma Görevlisi
-------------------	--